

UNIVERSIDAD POLITÉCNICA SALESIANA
SEDE QUITO

CARRERA: INGENIERÍA MECÁNICA

Tesis previa a la obtención del título de: INGENIERO MECÁNICO

TEMA:

**DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA PERFILADORA DE RODILLOS DE
CUATRO ESTACIONES PARA LÁMINAS DE ACERO GALVANIZADO
HASTA 0.9 mm DE ESPESOR Y 96 mm DE ANCHO**

AUTORES:

KLEBER ORLANDO AGUILAR NASIMBA

JUAN HUMBERTO PAREDES PILLIZA

DIRECTOR:

LUIS JUIÑA

Quito, mayo de 2015

DECLARATORIA DE RESPONSABILIDAD AUTORIZACIÓN DE USO DEL TRABAJO DE TITULACIÓN

Nosotros, Kleber Orlando Aguilar Nasimba y Juan Humberto Paredes Pilliza autorizamos a la Universidad Politécnica Salesiana la publicación total o parcial de este trabajo de titulación y su reproducción sin fines de lucro.

Además declaramos que los conceptos y análisis desarrollados y las conclusiones del presente trabajo son de exclusiva responsabilidad de los autores.

Kleber Orlando Aguilar Nasimba

CC. 171718778-3

Juan Humberto Paredes Pilliza

CC. 171323297-1

Certifico que el presente
trabajo de tesis ha sido
realizado en forma total
por los Señores:

Kleber Orlando Aguilar Nasimba
Juan Humberto Paredes Pilliza

Ing. Luis Juiña

DIRECTOR DE TESIS

DEDICATORIA

Mi tesis la dedico con todo mi amor y cariño.

A ti DIOS que me diste la oportunidad de vivir y de regalarme una familia maravillosa.

Con mucho cariño principalmente a mis padres que me dieron la vida y han estado conmigo en todo momento.

Gracias por todo papá y mamá por darme una carrera para mi futuro y por creer en mí, aunque hemos pasado momentos difíciles siempre me han apoyado y me han brindado todo su amor, por todo esto les agradezco de todo corazón el que estén conmigo.

Kleber Orlando Aguilar Nasimba

DEDICATORIA

Dedico a Dios, mis padres y a mis hermanos, pilares fundamentales en mi vida quienes han sido la guía y el camino para poder llegar a este punto de mi carrera.

Que con su ejemplo, dedicación y palabras de aliento nunca bajaron los brazos para que yo tampoco lo haga aun cuando todo se complicaba. A mis sobrinos por llenarme de alegría cada día de mi vida.

A todos ustedes los amo.

Juan Humberto Paredes Pilliza

AGRADECIMIENTO

Nuestro agradecimiento a la Universidad Politécnica Salesiana, institución que nos brindó la oportunidad de realizar los estudios de Ingeniería y de la cual siempre hemos recibido el apoyo incondicional tanto de autoridades como de catedráticos y compañeros.

Especial mención al Director de la tesis Ing. Luis Juiña, por el apoyo que ha dedicado a este trabajo, por el respeto a nuestras sugerencias e ideas que ha facilitado que la misma llegue a su culminación.

Kleber y Juan.

ÍNDICE

INTRODUCCIÓN	1
CAPÍTULO I.....	2
CONFORMADO.....	2
Definiciones	2
1.2 Factores que intervienen en el conformado.	3
1.2.1 La temperatura en el conformado	3
1.2.2 Conformado en frío	3
1.2.3 Fricción	4
1.2.4 Recuperación elástica.....	4
1.3 Proceso de perfilado.	5
1.3.1 Concepto	5
1.3.2 La velocidad de deformación durante el conformado.....	6
a) Velocidad angular del rodillo.....	6
b) Velocidad	7
1.3.3 Fuerzas que actúan en el perfilado	7
a) Fuerza de perfilado.....	7
b) Presión máxima de contacto entre dos elementos cilíndricos.....	7
8d) Fuerzas tangencial que ejerce el rodillo.....	8
e) Torque de rodillos.	9
1.4 Máquina perfiladora	9
1.4.1 Concepto	9
1.4.2 Elementos de la máquina.	10
a) Base o bancada.....	10
b) Soporte.....	10
c) Rodillos	11
d) Placa móvil	12
1.5 Estructura	13
1.5.1 Concepto	13
1.5.2 Factores de diseño estructural	13
a) Cálculo estructural	13

b) Tipos de cargas	14
c) Cargas estáticas	14
d) Cargas dinámicas	15
1.6 Uniones	16
1.6.1 Concepto	16
1.6.2 Tipos de uniones.	16
a) Desmontables	16
b) Fijas o no desmontables	17
1.7 Soldadura	18
1.7.1 Concepto	18
1.7.2 Tipos de soldaduras	18
a) Soldadura de cordón.....	18
b) Soldadura ondeada	18
c) Soldadura de ranura	19
d) Soldadura de filete	19
1.7.3 Resistencia de las soldaduras	20
1.7.4 Ventajas de la soldadura.....	21
CAPÍTULO II	22
2 DISEÑO DE ELEMENTOS	22
2.1 Método de diseño	22
2.1.1 Esfuerzo:	22
2.1.2 Tensión.....	23
2.1.3 Compresión.	24
2.1.4 Flexión.	24
2.1.5 Torsión	25
2.2 Sistema motriz.....	26
2.2.1 Concepto	26
2.2.2 Tren de engranajes	27
a)Tren de engranajes de ejes fijos	27
2.2.3 Transmisión por cadena	28
a) Potencia de trabajo en ejes	30
2.2.3.2 Potencia para selección del motor.....	30

2.2.3.2.1 Potencia de entrada	30
2.2.3.3 Cálculo de distancia entre centros.....	31
2.2.3.3.1 Número de pasos Cp.	31
2.2.3.3.2 Longitud de la cadena.	32
2.2.3.3.3 Diámetro exterior del piñón	32
2.2.3.3.4 Diámetro primitivo del piñón.....	33
2.2.3.3.5 Espesor de piñón	33
2.2.3.3.6 Diámetro interior del piñón.....	33
2.2.3.3.7 Radio del diente de piñón.....	33
2.4 Rodamientos.....	34
2.4.1 Concepto	34
a) Soporte de ejes	34
b) Soporte de árboles.....	34
CAPÍTULO III.....	35
CÁLCULO DE DISEÑO.....	35
3.1 Introducción	36
3.1.1 Cálculo pesos de los rodillos.....	36
3.1.2 Sistema geometrico de conformado	38
3.2 Fuerzas actuantes para el proceso de perfilado	40
3.2.1 Fuerza de doblado	40
a) Fuerza de doblado lateral	42
3.2.2 Cálculo de fuerzas de contacto.....	44
3.2.3 Cálculo de presión máxima.....	46
3.2.4 Cálculo de fuerza máxima.....	47
3.2.5 Fuerza de rozamiento	48
3.2.6 Determinación del diámetro exterior máximo del fleje	49
3.2.7 Fuerza máxima de arrastre	51
3.2.8 Velocidad lineal del acero galvanizado.....	52
3.2.9 Cálculo de volumen del material.....	52
3.3 Velocidad angular del rodillo.....	52
3.3.1 Diseño de rodillos	54
a) Inercia de un eje redondo macizo	54

b) Mitad del diámetro del rodillo	54
c) Distancia entre centros de ejes	54
d) Fuerza del cilindro	55
Comprobación en inventor	57
3.3.1.2 Cálculo de torque del rodillo.....	57
3.3.1.3 Cálculo de potencia del rodillo	58
3.4 Potencia de selección del motor	59
3.5 Diseño de sistema de transmisión	61
3.5.1 Características del motor reductor	61
3.5.2 Cálculo de relación de transmisión $Z2/Z1$	62
3.5.2.1 Diseño y selección de engranajes.....	63
3.5.2.2 Par de fuerza transmitida del diente.....	65
3.5.2.3 Esfuerzo ejercido sobre el diente	64
3.5.2.4 Esfuerzo de flexión del diente.....	66
3.5.3 Cálculo de la velocidad de cadena	67
3.5.4 Número de pasos de la cadena (NP)	69
3.5.5 Longitud de la cadena	69
3.6 Diseño del eje de los rodillos	71
3.6.1 Diagrama de cuerpo libre del eje	72
3.6.1.2 Cálculo de la deflexión del eje.....	77
3.7 Selección de rodamientos.....	78
3.7.1 Análisis previo:	79
3.7.2 Tiempo de vida del rodamiento.....	79
3.7.3 Cálculo de carga básica dinámica	79
3.7.3.1 Carga básica estática	81
3.8 Cálculo de chavetas.....	82
3.8.1 Comprobación de resistencia de la chaveta	84
3.9 Análisis estructural.....	86
3.9.1 Comportamiento estructural.....	87
3.9.2 Estado de cargas de los soporte de ejes.....	89
3.9.3 Diseño soporte móvil	88
3.9.4 Diseño de soporte fijo	91

a) Desplazamiento	93
3.10 Diseño de la bancada.....	94
3.10.1 Diseño de la placa	98
3.11 Diseño de los resortes.....	101
3.11.1 Índice del resorte	102
3.11.2 Selección de material del resorte	103
3.12 Diseño de pernos	105
3.12.1 Fuerza precarga	106
3.12.2 Resistencia a cortante	107
3.13 Diseño por soldadura.....	108
3.13.1 Análisis de soldadura	108
3.13.1.1 Características del electrodo escogido	109
CAPITULO IV	113
CONSTRUCCIÓN DE LA MAQUINA	103
4.1. Construcción de rodillos y ejes.....	113
4.2. Construcción de soportes fijos y móviles.....	114
4.3. Construcción de la estructura.....	116
4.4. Construcción de elementos sistema motriz.....	116
4.5. Montaje general de los elementos de la máquina.....	117
CAPÍTULO V.....	120
COSTOS ESTIMADOS PARA LA CONSTRUCCIÓN DE LA	
PERFILADORA	120
5.1.- Introducción	120
5.2 Análisis de costos directos.	120
5.2.1 Costos de materia prima.....	121
5.2.2 Costos de elementos por catálogo.	122
5.2.3 Costo de construcción.	123
5.2.4 Costos directo total.....	124
5.3 Análisis de costos indirectos.	125
5.3.1 Costo de materiales indirectos.	126
5.3.2 Costo de diseño.	126

5.3.3 Gastos indirectos.	127
5.3.4 Costo total indirecto.	127
5.4 Costo total de la máquina.	127
CONCLUSIONES.....	128
RECOMENDACIONES.....	129
LISTA DE REFERENCIAS.....	130
ANEXOS.....	132

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1 Curva de Esfuerzo vs Deformación de acero dúctil.....	2
Figura 2 Tensión vs Deformación.....	5
Figura 3 Flor de perfilado para la obtención de un perfil en C.	5
Figura 4 Proceso de perfilado	9
Figura 5 Base	10
Figura 6 Soporte.....	11
Figura 7 Rodillos.....	11
Figura 8 Placa móvil	12
Figura 9 Esquema de fuerzas y momentos.....	14
Figura 10 Esquema de deflexión.....	15
Figura 11 Tornillo y tuerca	16
Figura 12 Esfuerzo del perno	17
Figura 13 Soldadura de cordón	18
Figura 14 Soldadura ondeada.....	19
Figura 15 Soldadura de ranura	19
Figura 16 Soldadura de filete	20
Figura 17 Cordón de la soldadura	20
Figura 18 Gráfica de tensiones de un cuerpo.	23
Figura 19 Gráfica de tensiones de un cuerpo.	24
Figura 20 Diagrama de fuerzas y momentos.....	25
Figura 21 Esfuerzo de torsión	26
Figura 22 Tren de engranajes de ejes fijos.....	28
Figura 23 Transmisión por cadena.....	29
Figura 24 Partes de una transmisión por cadena.....	29
Figura 25 Partes principales de un piñón	29
Figura 26 Partes de un rodamiento.....	29
Figura 27 Paso 1 del rodillo	29
Figura 28 Paso 2 del rodillo	29
Figura 29 Paso 3 del rodillo	29
Figura 30 Paso 4 del rodillo	40
Figura 31 Fuerza paso 1	41
Figura 32 Fuerza paso 2	41
Figura 33 Fuerza paso 3	42
Figura 34 Fuerza paso 4	43
Figura 35 Fuerzas de contacto.....	44
Figura 36 Fuerza de rozamiento.....	48
Figura 37 Diametro exterior del eje	50
Figura 38 Rodillo con todas sus medidas.....	56

Figura 39 Comprobación de Inventor/tabla de resultados	57
Figura 40 Motor VS Transmisión	59
Figura 41 Motor reductor	61
Figura 42 Analisis de transmisión.....	63
Figura 43 Analisis de transmisión.....	65
Figura 44 Esfuerzo del diente	65
Figura 45 Diagrama de cargas.....	71
Figura 46 Diagrama de cuerpo libre del eje	72
Figura 47 Diagrama de momentos	73
Figura 48 Inercias.....	74
Figura 49 Diseño del eje	76
Figura 50 Deflexión del eje.....	77
Figura 51 Lugar de rodamientos	78
Figura 52 Chavetas.....	82
Figura 53 Esquema de chavetas	83
Figura 54 Esquema de la mesa.....	86
Figura 55 Diseño de soportes	87
Figura 56 Soporte móvil	88
Figura 57 Área de corte del soporte móvil.....	89
Figura 58 Distancia en corte soporte móvil	90
Figura 59 Análisis de fuerza máxima en el soporte movil(Inventor).....	90
Figura 60 Tabla de resultados soporte móvil	91
Figura 61 Soporte fijo	91
Figura 62 Medidas del soporte fijo	93
Figura 63 Análisis de desplazamiento del soporte móvil(Inventor)	93
Figura 64 Tabla de resultados soporte fijo	94
Figura 65 Análisis de fuerzas en la bancada	94
Figura 66 Análisis de diagrama de momentos de la bancada	95
Figura 67 Análisis de la bancada con carga distribuida	96
Figura 68 Esquema de cargas distribuidas en la placa plana	98
Figura 69 Diseño de resortes.....	101
Figura 70 Zona críticas de soldadura	110
Figura 71 Puntos críticos de soldadura de la bancada(inventor).....	112
Figura 72 Resultados de análisis de soldadura críticas en inventor	112
Figura 73 Forma del rodillo conformador.....	113
Figura 74 Forma del eje	114
Figura 75 Forma del soporte fijo.....	115
Figura 76 Forma del soporte móvil.....	115
Figura 77 Forma de la estructura de la mesa.....	116
Figura 78 Elementos del sistema motriz(piñón dentado).....	117
Figura 79 Montaje general de la máquina.....	118
Figura 80 Proceso de perfilado	119

Figura 81 Lámina confomada	119
----------------------------------	-----

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1 Coeficiente de rozamiento	41
Tabla 2 Transmisión de cadena de rodillos.....	60
Tabla 3 Factores de corrección k	63
Tabla 4 Potencia de cadena	68
Tabla 5 Factores K	70
Tabla 7 Factores de seguridad n.....	75
Tabla 8 Propiedades mecánicas (Limite Elástico)	76
Tabla 9 Valores f_l para rodamientos de bolas	79
Tabla 10 Valores F_n para rodamientos de rodillos	80
Tabla 11 Factor estático	81
Tabla 12 Tabla de tipos de rodamientos	82
Tabla 13 Diámetro del eje VS Dimensiones de la chaveta	83
Tabla 14 Dimensiones de la chaveta.....	84
Tabla 15 Características del acero 1045.....	85
Tabla 16 Resistencia mínima a la tensión y fluencia del acero 1045.....	92
Tabla 17 Tabla de selección de tubos cuadrado.....	97
Tabla 18 Carga distribuida para placas planas	99
Tabla 19 Factor de corrección k_1	100
Tabla 20 Cálculo de espesor de la placa	101
Tabla 21 Combinaciones diámetro del alambre.....	102
Tabla 22 Diseño de los resortes	103
Tabla 23 Resistencia a la tensión del resorte	104
Tabla 24 Fuerza máxima del resorte	105
Tabla 25 Grado del perno.....	108
Tabla 26 Límite elástico del tornillo	109
Tabla 27 Diámetro del tornillo.....	109
Tabla 28 Propiedades del material de aporte	109
Tabla 29 Características del electrodo E-601	109
Tabla 30 Carga constante permisible.....	110
Tabla 31 Costo de materia prima.....	121

Tabla 32 Costo por catálogos.....	121
Tabla 33 Costo de cosntrucción.....	121
Tabla 34 Costo directo total.....	121
Tabla 35 Materiales indirectos.....	121
Tabla 36 Costo total indirectos.....	121
Tabla 37 Costo total de la máquina.....	121

ÍNDICE DE ANEXOS

Anexo 1 Tabla de Valores de los coeficientes.	133
Anexo 2 Tabla de selección de número de dientes catarinas	134
Anexo 3 Selección paso de la cadena	134
Anexo 4 Selección de potencia de diseño y velocidad del piñón	135
Anexo 5 Selección del valor K para la longitud de la cadena.....	136
Anexo 6 Tabla de Momentos de inercia	136
Anexo 7 Selección del rodamiento	137
Anexo 8 Selección de dimensiones de la chaveta.....	138
Anexo 9 Selección del filete de soldadura	140
Anexo 10 Selección del material para la soldadura	141
Anexo 11 Selección del tipo de carga para la soldadura.....	141
Anexo 12 Facturas.....	142
Anexo 13 Planos	156

SIMBOLOGÍA

\emptyset_{mayor} = diámetro mayor del rodillo (mm)

\emptyset_{menor} = diámetro menor del rodillo (mm)

V_p = velocidad de producción (perfiles/min)

V_{AG} = velocidad de acero (m/s)

P = peso de los rodillos

V = volumen del rodillo

ρ = densidad del material (kg/m^3)

g = gravedad (m/s^2)

F_d = fuerza de doblado

a = ancho de la lámina o fleje (mm)

e = espesor del fleje (mm)

S_{ut} = resistencia última a la tensión del acero (MPa)

$C_{m1} = C_{m2}$ = constante del material del rodillo

ν = razón de Poisson

E = módulo de elasticidad (Pa)

B = constante del material

R = radios de los rodillos (mm)

a_m = semi ancho de la huella de contacto (mm)

F_d = fuerza de doblado (N)

a = ancho de la lámina o fleje (mm)

P_{\max} = presión máxima (Pa)

A = área (mm^2)

F_{\max} = fuerza máxima (N)

F_r = fuerza de rozamiento (N)

μ = coeficiente

N = fuerza normal (N)

ar_i = radio interior del fleje real (mm)

r_o = radio exterior del fleje (mm)

ρ = densidad (Kg/m^3)

r_o^2 = radio exterior del anillo (mm)

r_i^2 = radio interior del anillo (mm)

m = masa (Kg)

x^2 = distancia de la lámina (mm)

v = velocidad lineal (m/s)

l = largo del material

V = volumen del material (m^3)

e = espesor del material (mm)

w = velocidad angular (rad/s)

n = revoluciones por minuto (rev/min)

d = largo del material (mm)

F_{cl} = fuerza del cilindro (N)

S_y = resistencia a la fluencia (MPa)

I = momento de inercia (mm^4)

C = mitad del diametro del rodillo (mm)

D_c = distancia entre centros de eje a eje (mm)

T = torque (Nmm)

F_{arr} = fuerza de arrastre (N)

P = potencia (HP)

T = torque (Nmm)

P_r = potencia rodillos (HP)

P_e = potencia de entrada (PH)

P_s = potencia de salida (PH)

n_r = rendimiento del reductor

R_{trasn} = relación de transmisión

Z_2 = número de dientes catarina conductor

Z_1 = número de dientes catarina conducida

Z = número de dientes de la catarina

v = velocidad lineal de la cadena (m/s)

p = paso en función del numero de cadena (plg)

s = suma de números de dientes piñon rueda

D = resta de número de dientes piñon rueda

L_p = pasos de la cadena

NP = número de pasos

F_{HY} = fuerza resultante eje horizontal (N)

F_{HX} = fuerza resultante eje vertical (N)

σ_x = esfuerzo a la deflexión del eje

τ = esfuerzo de tensión del eje

f_s = factor de servicio o seguridad

M_e = momento máximo del eje (Nm)

f_l = coeficiente dinámico (min)

C_r = carga básica dinámica (N)

C_t = carga total (N)

f_n = factor de velocidad (rpm)

C_{or} = carga básica estática (N)

f_c = factor de velocidad (N)

r = radio de eje (mm)

σ''' = esfuerzo de tensión (MPa)

F = fuerza aplicada (N)

e = espesor (mm)

S = volumen del material del tubo (plg³)

y_m = deflexión máxima (mm)

k_1 = factor de corrección

W_d = carga distribuida

R = mayor dimensión de la placa (mm)

E = módulo de elasticidad (MPa)

t = espesor de la placa (mm)

F_M = fuerza precarga

A_s = área o sección resistente del perno

R_p = límite de fluencia del acero

R_m = mayor dimensión de la placa

A_c = área del cordón de soldadura

h = tamaño del cateto (garganta)

l = longitud del cordón (tubo cuadrado)

GLOSARIO

Conformado.- El formado de metales incluye varios procesos de manufactura en los cuales se usa la deformación plástica para cambiar la forma de las piezas metálicas.

Fluencia.- Es la deformación irrecuperable de la probeta, a partir de la cual sólo se recuperará la parte de su deformación correspondiente a la deformación elástica, quedando una deformación irreversible.

Ductilidad.- Es una propiedad que presentan algunos materiales, como las aleaciones metálicas o materiales asfálticos, los cuales bajo la acción de una fuerza, pueden deformarse sosteniblemente sin romperse, permitiendo obtener alambres o hilos de dicho material

Micro-estructura.- Son los micro componentes que está conformado el acero. Estos son los constituyentes metálicos que pueden presentarse en los aceros al carbono son: ferrita, cementita, perlita, sorbita, troostita, martensita, bainita, y rara vez austenita, aunque nunca como único constituyente. También pueden estar presentes constituyentes no metálicos como óxidos, silicatos, sulfuros y aluminatos.

Recristalización.- Cuando se somete a muy altas temperaturas un metal trabajado en frío previamente, el metal recristalizado tiene una resistencia baja pero una gran ductilidad.

Fuerza.- Es toda acción que tiende a producir o produce un cambio en el estado de reposo o movimiento de un cuerpo

Flexión.- Es el tipo de deformación que presenta un elemento estructural alargado en una dirección perpendicular a su eje longitudinal.

Torsión.- Es la sollicitación que se presenta cuando se aplica un momento sobre el eje longitudinal de un elemento constructivo o prisma mecánico, como pueden ser ejes

Tracción.- Es el esfuerzo interno a que está sometido un cuerpo por la aplicación de dos fuerzas que actúan en sentido opuesto, y tienden a estirarlo.

Compresión.- La compresión es una presión que tiende a causar una reducción de volumen. Cuando se somete un material a una fuerza de flexión, cizalladura o torsión, actúan simultáneamente fuerzas de tensión y de compresión.

Pandeo.- Es un fenómeno de inestabilidad elástica que puede darse en elementos comprimidos esbeltos, y que se manifiesta por la aparición de desplazamientos importantes transversales a la dirección principal de compresión.

Motriz.- Es la capacidad de una o varias partes mecánicas para darle movimiento a un vehículo o partes de una máquina.

Doblado.- Es un proceso de conformado sin separación de material y con deformación plástica utilizado para dar forma a chapas.

Fuerza de rozamiento.- Es una fuerza que aparece cuando hay dos cuerpos en contacto y es una fuerza muy importante cuando se estudia el movimiento de los cuerpos.

Inercia.- Es la propiedad que tienen los cuerpos de permanecer en su estado de reposo o movimiento, mientras la fuerza sea igual a cero, o la resistencia que opone la materia a modificar su estado de reposo o movimiento.

Torque.- Es la capacidad de una fuerza para producir un giro o rotación alrededor de un punto.

Deformación plástica.- Es el cambio de forma que sufre un cuerpo bajo carga, el cual no se elimina al suprimir la carga que lo origina, obteniéndose una deformación permanente.

Rodamiento.- Es un elemento mecánico que reduce la fricción entre un eje y las piezas conectadas a éste por medio de rodadura, que le sirve de apoyo y facilita su desplazamiento.

RESUMEN

El presente proyecto se basa en brindar un apoyo didáctico enfocado hacia el laboratorio de sin arranque de viruta de la Universidad Politécnica Salesiana (sede Quito) con la que se podrán realizar ensayos de deformación plástica del material utilizando rodillos.

El objetivo del "Diseño y construcción de una perfiladora de rodillos de cuatro estaciones para láminas de acero galvanizado hasta 0.9 mm de espesor y 96 mm de ancho." Servirá para realizar prácticas con los estudiantes en los temas de procesos de mecanizado sin arranque de viruta, deformación y elasticidad de materiales y poder palpar las bondades del sistema de rodillos para la deformación de planchas y observar cómo se realiza este tipo de trabajo.

En primer lugar se procederá a analizar el marco teórico de la máquina en el que se adquieren los conocimientos generales correspondientes al proceso de conformado por rodillos.

Una vez realizado el análisis anterior se procederá a realizar los cálculos de los diferentes elementos que conforman la máquina perfiladora.

Adicionalmente se desarrollará un plan de mantenimiento para el correcto funcionamiento de la perfiladora.

ABSTRACT

This project is based on providing educational support focused laboratory without chip Salesiana Polytechnic University (home Quito) with which you can perform tests of plastic deformation of the material using rollers.

The aim of "Design and construction of a profiling roller four seasons for galvanized steel sheets up to 0.9 mm thick and 96 mm wide. "Serve for practice with students on issues of machining processes without chip, deformation and elasticity of materials and to feel the benefits of roller system for deformation plate and observe how this kind of work is done.

First we will proceed to analyze the theoretical framework of the machine on which the general knowledge for the roll forming process is acquired. Once the above analysis performed proceeded to perform the calculations of the different elements of the profiling machine.

Additionally a maintenance plan for the proper functioning of the profiling will forming machine.

INTRODUCCIÓN

La construcción de esta maquinaria es importante para garantizar el aprendizaje del comportamiento mecánico tanto de los elementos mecánicos que componen este equipo como el análisis de deformación del material.

Para la realización de este proyecto se propone utilizar el método deductivo e inductivo en el manejo de información pertinente a nuestro tema.

Con la ayuda de esta máquina se complementará los conceptos ya adquiridos en la materia de resistencia de materiales tales como son deformación y elasticidad de elementos sometidos a esfuerzos por medio de rodillos con lo que se va a obtener un concepto más claro sobre los temas tratados en clase.

Con esta máquina en el laboratorio de procesos sin arranque de viruta se va a realizar prácticas en las que se observará como actúan los elementos de transmisión de fuerzas como las catarinas, cadenas y su ayuda a perfilar en frío una lámina de acero galvanizado.

De acuerdo al modelo de la máquina los estudiantes podrán apreciar mediante los software Autodesk Inventor, AutoCAD Mechanical y MDSolid 3.5 como se realiza la comprobación de cálculos del proceso de conformado sin arranque de viruta.

CAPÍTULO I

1 MARCO TEÓRICO

1.1 Definiciones

Los procesos de conformado de metales comprenden un amplio grupo de procesos de manufactura, en los cuales se usa la deformación plástica para cambiar las formas de las piezas metálicas.

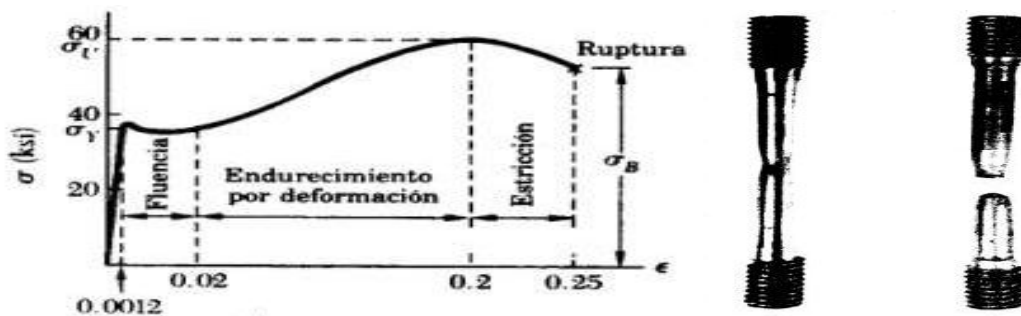
En los procesos de conformado, las herramientas, usualmente dados de conformación, ejercen esfuerzos sobre la pieza de trabajo que las obligan a tomar la forma de la geometría del dado.

Debido a que los metales deben ser conformados en la zona de comportamiento plástico, es necesario superar el límite de fluencia para que la deformación sea permanente.

Por lo cual, el material es sometido a esfuerzos superiores a sus límites elásticos, estos límites se elevan consumiendo así la ductilidad y provocando la ruptura del acero. (Jimdo, 2012, p 312)

En la figura 1 se puede observar las etapas que se producen cuando se somete a un acero dúctil a diferentes cargas.

Figura 1 Curva de Esfuerzo vs Deformación de acero dúctil.



Fuente: (Osorio, 2004 p. 3,4)

1.2 Factores que intervienen en el conformado.

Los principales factores que intervienen en el conformado mecánico en general son: la temperatura en el conformado, velocidad de deformación durante el conformado, micro-estructura.

Además para el proceso de perfilado se debe tomar en cuenta otros factores, como la fricción y la recuperación elástica.

1.2.1 La temperatura en el conformado

Los dos tipos principales de trabajo mecánico en los cuales el material puede sufrir una deformación plástica y transformarse son trabajos en caliente y trabajos en frío.

El trabajo en caliente de los metales toma lugar por encima de la recrystalización o rango de endurecimiento por trabajo.

El trabajo en frío debe hacerse a temperaturas abajo del rango de recrystalización y frecuentemente es realizado a temperatura ambiente.

Para el acero, la recrystalización permanece alrededor de 500 a 700 °C, aunque la mayoría de los trabajos en caliente del acero se hacen a temperaturas considerablemente arriba de este rango, con lo que no existe tendencia al endurecimiento por trabajo mecánico pues se trabaja con temperaturas menores a las ya mencionadas. (Laminación, 2014 , p. 112)

1.2.2 Conformado en frío

El material conformado en frío, con temperatura de formación no llega a producir cambios en su micro-estructura, lo que se incrementa es la dureza superficial del metal.

Efectos: Proporciona mejor precisión, tolerancias más estrechas, buenos acabados superficiales. Incrementa la resistencia y dureza de la parte deformada del material.

Requiere mayor potencia que el trabajo en caliente para desempeñar las operaciones.

Se debe tener cuidado para asegurar que las superficies de la pieza de trabajo inicial estén libres de incrustaciones y suciedad.

Hay ciertas limitaciones cuando se realizan trabajos en frío como la ductilidad y el endurecimiento por deformación del metal, el trabajo limita la cantidad de conformado que se puede hacer sobre la parte a deformar, en algunos casos se debe recurrir a recocerse el metal.

En la industria se combina los dos procesos aprovechando la ventajas de cada uno; en caliente hay mayor deformación y en frío mejor precisión y mejores acabados superficiales (Fortino, 2011, p 28).

1.2.3 Fricción

El rozamiento aumenta la resistencia y es bastante difícil de cuantificar, constituye uno de los factores más inciertos en las operaciones de conformado.

El valor de las fuerzas de rozamiento depende del material que se trabaja, de la rugosidad, de la lubricación, de la velocidad de deformación y la temperatura. (Saul, 2007, p 88-91)

1.2.4 Recuperación elástica.

Cuando una pieza es sometida a una fuerza de tensión uniaxial, se produce una deformación del metal.

Si el metal vuelve a sus dimensiones originales cuando la fuerza es suspendida, se dice que el metal ha experimentado una deformación elástica.

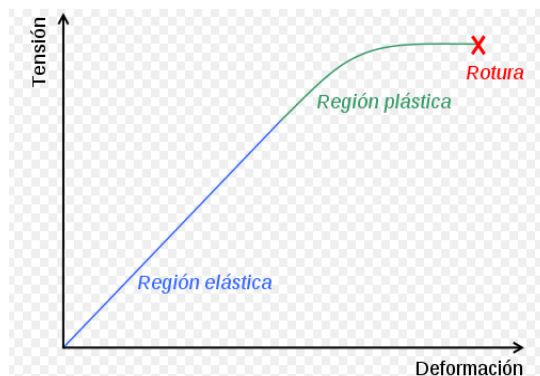
En materiales dúctiles, al realizar el proceso de conformado, se toma en cuenta la recuperación elástica del material, para obtener la dimensión final.

Sin embargo, se ha comprobado experimentalmente que existe un límite, llamado límite elástico donde al desaparecer la carga quedan deformaciones remanentes y el cuerpo no vuelve exactamente a su forma.

Es decir, aparecen deformaciones no reversibles. (Krieg, 1980, p. 3)

En la figura 2 se muestra las regiones elástica y plástica de un acero dúctil.

Figura 2 Tensión vs Deformación



Fuente. (Krieg, 1980, p. 3)

1.3 Proceso de perfilado.

1.3.1 Concepto

El perfilado es un proceso de conformado por deformación plástica, que consiste en una operación de plegado que se realiza de forma gradual en sucesivas estaciones, en cada una de las cuales tiene lugar una pasada, operación o etapa de dicho conformado.

De este modo, la sección transversal de la chapa se va aproximando, etapa a etapa al perfil a obtener.

El diagrama que se muestra en la figura 3 contiene las secciones transversales correspondientes a todas las estaciones de un determinado proceso de perfilado que se denomina flor y es uno de los puntos clave a la hora de diseñarlo.

Figura 3 Flor de perfilado para la obtención de un perfil en C.



Fuente (Fernández, 2010, p. 3)

Las herramientas de perfilado son diferentes rodillos divididos entre las estaciones que componen el proceso.

En cada una de ellas, el contorno de los mismos reproduce la sección que la chapa debe adoptar al final de esa etapa.

Además, el giro de los rodillos se encuentra accionado, por lo que mediante rozamiento o fricción hacen avanzar a la chapa de estación en estación.

Para facilitar la fabricación de las herramientas y su montaje en las estaciones, los rodillos de cada etapa están distribuidos en diferentes ejes.

En el caso más habitual existen dos ejes horizontales (ejes superior e inferior), pero en ocasiones se añaden ejes verticales (ejes laterales) o incluso ejes en otras direcciones (ejes accesorios) para facilitar el conformado. (Fernández, 2010, p. 3)

1.3.2 La velocidad de deformación durante el conformado

La velocidad de deformación tiene poca influencia en los procesos de conformación, a menos que se realizan a grandes velocidades, ya que pueden aparecer regiones de deformación no uniforme. (Arias, 2013 p. 66)

Si la velocidad de deformación es grande puede dar lugar a que se produzcan regiones de deformaciones no uniformes o marcas de deformación, las mismas que podrían ser eliminadas al disminuirse esta velocidad.

Las fórmulas básicas para este cálculo son:

a) Velocidad angular del rodillo.

$$w = \frac{v}{r} \quad \text{Ec. 1.1}$$

Donde:

w = velocidad angular.

v = velocidad lineal.

r = radio del rodillo.

b) Velocidad

$$V = \frac{d}{t} \quad \text{Ec. 1.2}$$

Donde:

V = velocidad

d = es la distancia recorrida en milímetros.

t = es el tiempo en segundos. (Figueroa, 2010, p. 34)

1.3.3 Fuerzas que actúan en el perfilado

Durante la operación, las fibras externas del material están en tensión, mientras que las interiores están en compresión. El conformado no produce cambios significativos en el espesor de la lámina metálica.

a) Fuerza de perfilado

La fuerza de perfilado requerida para mantener la separación entre los rodillos y la lámina se puede calcular con la ecuación número 1.3 en donde como datos es necesario saber el ancho de la lámina, su espesor y su resistencia a la tensión. (Tandazo, 2008, p.40)

$$F_d = \frac{S_{ut} \cdot a \cdot e}{3} \quad \text{Ec. 1.3}$$

Donde:

F_d = fuerza de doblado

a = ancho de la lámina o fleje

e = espesor del fleje

$S_{ut} = 31.6 \frac{\text{kg}}{\text{mm}^2}$ resistencia última a la tensión del acero

b) Presión máxima de contacto entre dos elementos cilíndricos.

$$P_{\text{max contacto}} = \frac{4F}{\pi w b} = \sqrt{\frac{F}{b \pi} \frac{(1/r_1 \pm 1/r_2)}{(1-\nu_1^2)/E_1 + (1-\nu_2^2)/E_2}} \quad \text{Ec. 1.4}$$

ν_1^2 y ν_2^2 = Relación de Poisson e los rodillos de menor a mayor respectivamente.

E_1 y E_2 = son los módulos de elasticidad del material de menor a mayor respectivamente.

F = fuerza de compresión.

$P_{\text{max contacto}}$ = presión máxima.

w = ancho del rodillo.

b = largo del rodillo.

r = radio

c) Fuerzas de rozamiento

$$F_r = \mu N \quad \text{Ec. 1.5}$$

Nomenclatura para calcular la fuerza de rozamiento.

F_r = fuerza de rozamiento

N = fuerza normal

μ = coeficiente de rozamiento

d) Fuerzas tangencial que ejerce el rodillo.

$$F_t = \mu^* F_r \quad \text{Ec. 1.6}$$

F_t = fuerza tangencial.

u = coeficiente de rozamiento.

F_r = fuerza radial.

e) Torque de rodillos.

$$T = F_t * r \quad \text{Ec. 1.7}$$

T = torque

F_t = fuerza tangencial.

r = radio del rodillo. (Figuroa, Figuroa, 2010, p. 41)

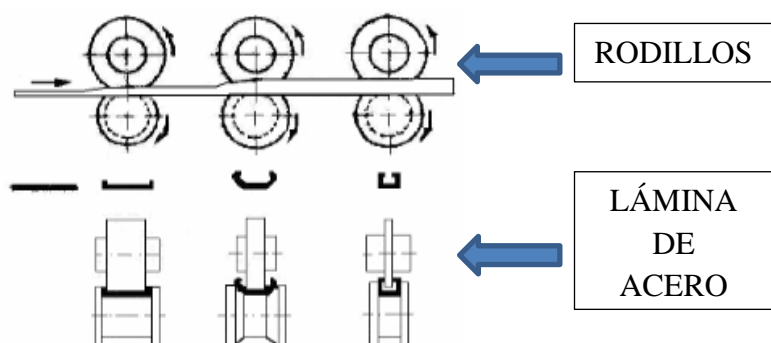
1.4 Máquina perfiladora

1.4.1 Introducción

Es un proceso de conformado mecánico por arranque de viruta en frío, que consiste en fabricar perfiles de longitud considerable por medio de curvado o doblado de tiras de láminas metálicas. (Fortino, 2011, p 28)

En la figura 4 se muestra el proceso de perfilado realizado por rodillos a una lámina de acero.

Figura 4 Proceso de perfilado



Fuente (Fortino, 2011, p 28)

1.4.2 Elementos de la máquina.

a) Base o Bancada

Es el soporte de todo el equipo, que le da cuerpo y forma a la máquina, debe ser lo suficientemente rígida y estable para facilitar su operación; además debe evitar que los elementos que sobre ella están sufran algún daño si se produce una caída.

Sobre la misma se montan los rodillos y demás mecanismos.

En la figura 5 se muestra el tipo de base que se va utilizar para la construcción de la bancada.

Figura 5 Base



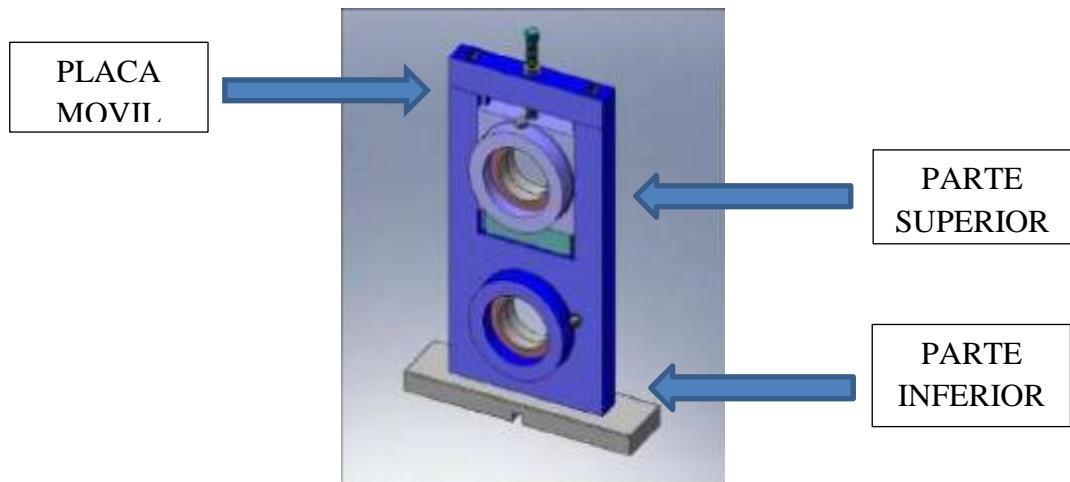
Elaborado por: Kleber Aguilar, Juan Paredes

b) Soporte

Es el elemento donde van asentados los ejes de los rodillos, tanto superior como inferior, en la parte inferior tiene acoplado el rodamiento que permita girar el rodillo, mientras que en la parte superior tiene una forma de riel donde van montados la placa móvil para el rodillo superior. (Fortino, 2011, p 28)

En la figura 6 se muestran las partes donde se alojaran los ejes que conducen los rodillos.

Figura 6 Soporte



Elaborado por: Kleber Aguilar, Juan Paredes

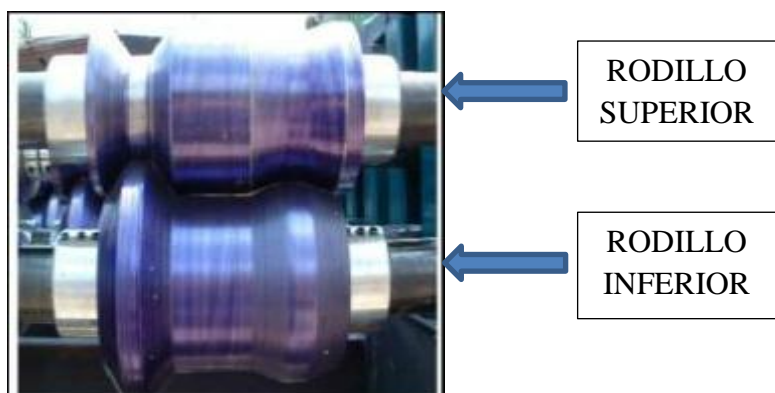
c) Rodillos

Estos son la parte fundamental de la máquina ya que son los encargados de deformar plásticamente el material a perfilar.

Para su funcionamiento actúan dos rodillos que pueden ser de una o de varias etapas, esto depende el perfil que se desea conformar (Fortino, Reyes, 2011, p27).

En la figura 7 se muestra tanto el rodillo superior como el inferior, acoplados y listo para realizar el perfilado.

Figura 7 Rodillos



Fuente (Fortino, Reyes, 2011, p27)

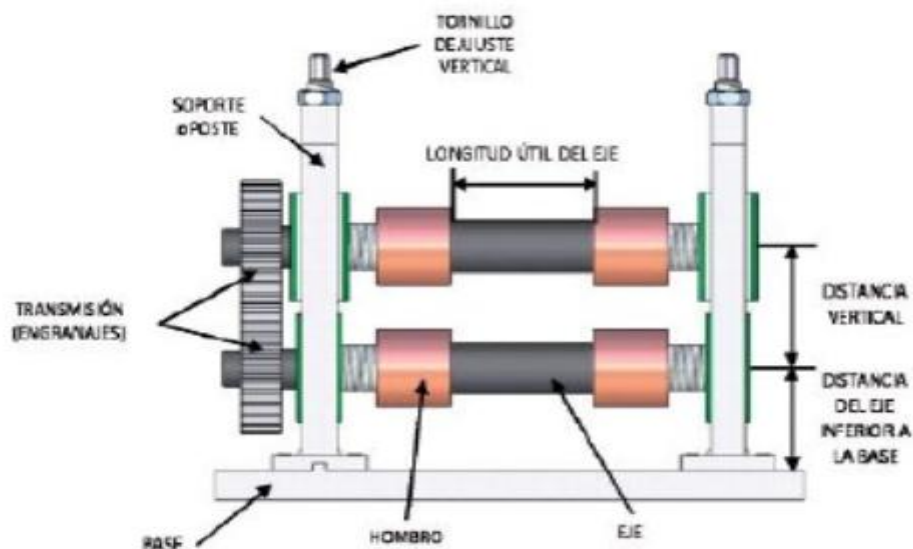
d) Placa móvil

En la placa móvil se encuentran los rodillos y sus ejes superior e inferior, los que necesitan cumplir con algunas características en su diseño, tales como:

- Número de pasadas disponibles.
- Distancia entre estaciones o distancia entre centros horizontales.
- Distancia entre los ejes superior e inferior de una misma estación o distancia vertical.
- Distancia entre el eje inferior y la base de la máquina.
- Longitud útil de los ejes o espacio para rodillos.
- Relación de transmisión entre los ejes superior e inferior, si existe la posibilidad de accionar el superior. La velocidad de rotación de los rodillos superiores puede ser la misma o menor que la de los inferiores. Además, también son relevantes el diámetro de los ejes y las dimensiones de los chaveteros que transmiten la potencia de los ejes a los rodillos. (Fortino, 2011, p 28)

En la figura 8 se muestran las partes que integran la placa móvil.

Figura 8 Placa móvil



Fuente (Fortino, 2011, p 28)

1.5 Estructura

1.5.1 Concepto

”Definen a los cuerpos capaces de resistir cargas sin que exista una deformación excesiva de una de las partes con respecto a otra. Por ello la función de una estructura consiste en transmitir las fuerzas de un punto a otro en el espacio, resistiendo a su aplicación sin perder la estabilidad.” (Gómez Lera, Torroja, 1992 p.324)

1.5.2 Factores de diseño estructural

a) Cálculo estructural

Son los procedimientos descritos de forma detallada de cómo se realizarán los cálculos de ingeniería que intervienen en el desarrollo de un proyecto de construcción, en la cual se describen los cálculos y los procedimientos que se llevarán a cabo para determinar las secciones de los elementos estructurales.

Así mismo se determinan mediante las especificaciones ASD y LRFD

a) ASD

Especificación para construcción de estructuras de acero en base al esfuerzo admisible de diseño, **ASD** (Specification for Structural Steel Buildings-Allowable Stress Design)

b) LRFD

Especificación para construcción de estructuras de acero en base a un factor de carga y resistencia, **LRFD** (Specification for Structural Steel Buildings Load and Resistance Factor Design). (Roger, 1997, p.155-158)

b) Tipos de cargas

El tipo de carga tiene una influencia considerable sobre el comportamiento de la estructura en la cual actúa.

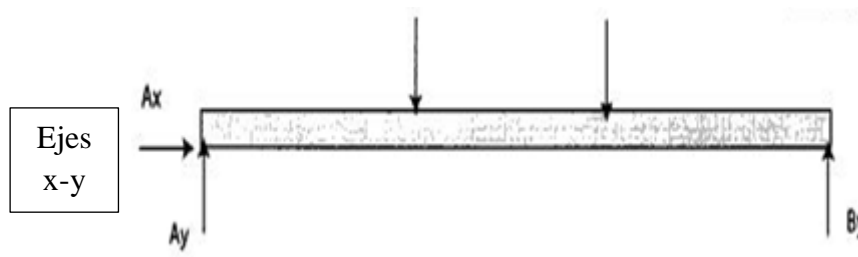
De acuerdo con esta influencia las cargas pueden clasificarse en estáticas, dinámicas.

- Cargas estáticas

Las cargas estáticas son aquellas que se aplican tan lentamente que el efecto del tiempo puede ignorarse. Todas las estructuras están sometidas a alguna carga estática, por ejemplo, su propio peso. Sin embargo, hay muchas cargas que usualmente se aproximan a cargas estáticas por conveniencia. Las cargas de ocupación y las cargas de viento con frecuencia se suponen estáticas.

En la figura 9 se muestra como se analiza un diagrama de cuerpo libre en un eje o soporte estático.

Figura 9 Esquema de fuerzas y momentos



Fuente: (estática, 2014, p. 3)

Las siguientes fórmulas muestran el análisis previo que se debe realizar para un cuerpo libre en equilibrio.

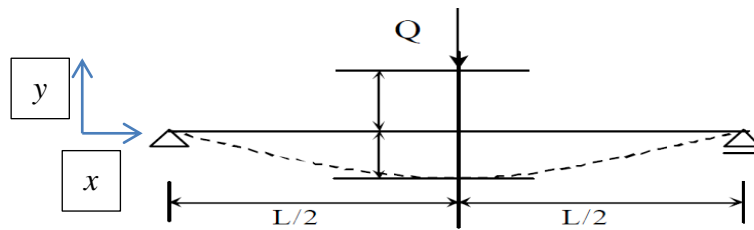
$$\sum F_x = 0 \quad \sum F_y = 0 \quad \sum M = 0 \quad \text{Ec. 1.8}$$

- **Cargas dinámicas**

Carga que se aplica a una estructura, a menudo acompañada de cambios repentinos de intensidad y posición; bajo la acción de una carga dinámica, la estructura desarrolla fuerzas inerciales y su deformación máxima no coincide necesariamente con la intensidad máxima de la fuerza aplicada.

En la figura 10 se muestra un esquema de deflexión producido por el peso puntual en el centro de la barra.

Figura 10 Esquema de deflexión



Fuente (dinamica, 2006, p. 4)

Su fórmula inicial es:

$$\rho = -\frac{y}{\epsilon} \quad \sigma = -\frac{M}{I} = -\frac{M}{S} \quad \text{Ec. 1.9}$$

$$I = \frac{bh^3}{12} \quad S = \frac{bh^2}{6} \quad \text{Ec. 1.10}$$

$$\delta = \rho(1 - \cos\theta) \quad \text{Ec. 1.11}$$

σ = esfuerzo de flexión normal

M = momento flector

I = momento de inercia transversal

ρ = radio de la curvatura

S = módulo de sección

ϵ = módulo de la elasticidad

δ = deflexión

Q = peso

y = distancia de curvatura.

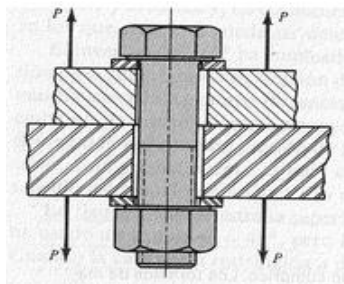
1.6 Uniones

1.6.1 Concepto

Las uniones son aquellas que reúnen varias piezas de manera solidaria y forman con ellas una misma pieza; pero que permiten, en todo momento, la separación de las piezas unidas, mediante una maniobra fácil que no deteriora los elementos.

En la figura 11 se muestra cómo actúan las fuerzas en un tornillo con tuerca.

Figura 11 Tornillo y tuerca



Fuente (Imagen, 2014, p 1)

1.6.2 Tipos de uniones.

Las uniones pueden ser de dos tipos:

a) Desmontables

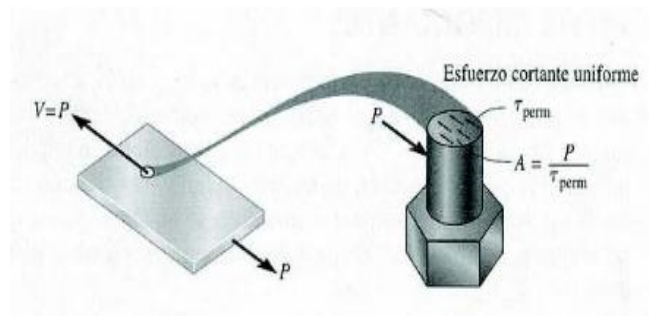
Permiten separar las piezas con facilidad, sin romper el medio de unión ni las propias piezas. Entre las más destacadas están las roscas, chavetas, lengüetas y pasadores.

b) Fijas o no desmontables

Se realizan con piezas cuyo desmontaje no es necesario durante la vida útil de la máquina o estructura o, en otros casos, por seguridad o exigencia del diseño. Para la separación de las piezas necesitamos romper el elemento de unión o, en muchos casos, deteriorar alguna de las piezas. Destacan el roblonado, el remache tubular y los diferentes tipos de soldaduras.

En la figura 12 se muestra análisis gráfico del esfuerzo cortante de un perno.

Figura 12 Esfuerzo del perno



Fuente (hibbeler, 2006, p. 51)

Fórmula para cálculo de tensión en juntas atornilladas:

$$P = \tau_{\text{per}} * A \quad \text{Ec. 1.12}$$

Donde:

P = fuerza Inicial de Apriete.

τ_{per} = Tensión Permisible.

A = área nominal de la porción roscada.

1.7 Soldadura

1.7.1 Concepto

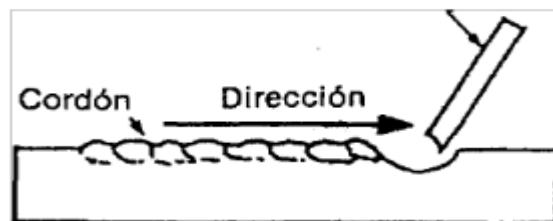
La soldadura es otro sistema para unir piezas de manera fija, de tal modo que no se pueden desarmar o desmontar sus elementos constitutivos. Soldar es unir piezas metálicas de la misma o semejante composición hasta formar una sola pieza, se puede realizar con aportación o adición de un material que suele ser de la misma naturaleza que las piezas a soldar o también sin aportación de material. (soldadura p. , 2014, p. 472)

1.7.2 Tipos de soldaduras

- a) **Soldadura de cordón.-** Se la realiza solamente en una pasada y sin el movimiento del material de aporte hacia los lados. El uso de este tipo de soldadura es limitado para reconstrucción de superficies mas no se usa para juntas.

En la figura 13 se muestra como se realiza la soldadura por cordón.

Figura 13 Soldadura de cordón

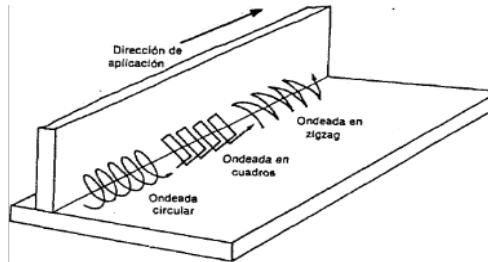


Fuente: (soldadura, 2014, p.36)

- c) **Soldadura ondeada.-** Este tipo de soldadura se la realiza con movimientos laterales del material de aporte, el ancho del cordón depende de la necesidad y es manejado por los movimientos hacia los lados. Su aplicación también se limita a la reconstrucción de superficies.

En la figura 14 se muestra la dirección de la aplicación de la soldadura como lo ondeado de su colocación.

Figura 14 Soldadura ondeada



Fuente (soldadura, 2014, p.36)

- d) **Soldadura de ranura.-** Para soldar con ranura debe dejarse un espacio entre los metales base, hay factores que inciden en el diseño dentro de este tipo de soldadura como son: el ángulo de la ranura, la cara de la ranura y el radio de la ranura.

En la figura 15 se muestra como se realiza la soldadura con ranura.

Figura 15 Soldadura de ranura

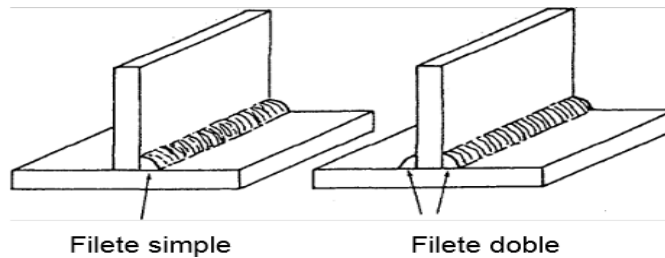


Fuente (soldadura, 2014, p.37)

- e) **Soldadura de filete.-** En este tipo de soldadura no hay ranura, es decir, las placas bases se hallan juntas es por eso que se la realiza a mayor velocidad que las de ranura, este tipo de soldadura es usada en las mismas condiciones que la soldadura de ranura cuando se piensa en economía pero no se debe olvidar que la soldadura de filete presenta resistencia menor.

En la figura 16 se muestra la diferencia entre filete simple y filete doble.

Figura 16 Soldadura de filete



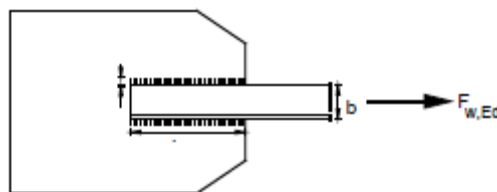
Fuente (soldadura, 2014, p.37)

1.7.3 Resistencia de las soldaduras

El esfuerzo en una soldadura se considera igual a la carga efectiva aplicada en la misma, dividida entre el área de la garganta efectiva de la soldadura, este método para el tipo de filete se usa sin tomar en cuenta la dirección de la carga con el fin de simplificar los cálculos.

En la figura 17 se muestra el ancho del filete de soldadura, distancia y el ancho de la placa soldada.

Figura 17 Cordón de la soldadura



Fuente (Mccormac, 2004, p.449)

$$F_v = \frac{f_u / \sqrt{3}}{\beta_w \gamma_{M2}}$$

Ec. 1.14

Donde:

F_v = esfuerzo de soldadura

f_u = resistencia a tracción del acero de las chapas a soldar

$\gamma_{M2} = 1,25$ coeficiente parcial de seguridad de la unión soldada

β_w = coeficiente de correlación en función del tipo de acero de las piezas a soldar, cuyo valor se obtiene a partir del límite elástico del acero (Mccormac, 2004, p.449)

1.7.2 Ventajas de la soldadura

La superficie soldada queda limpia y sin escoria.

Permite soldar con mayor facilidad espesores delgados.

El arco es visible y se puede soldar en cualquier posición.

De todos los métodos de soldadura, el MIG es el que mantiene concentrado el material de aporte a través del arco.

La velocidad de fusión del material de aporte es muy alta (se pueden lograr hasta 100 in/min) por lo cual se presenta menos distorsión en el material.

La densidad de corriente es más alta que con otros métodos.

Con la soldadura MIG se consigue mayor penetración que con otros métodos.

Grandes cordones sin interrupción.

Eficiencia del electrodo del 98%.

Hay un menor número de empalmes en cordones largos y hay pocas salpicaduras. (ZABARA, 1989, p. 1-2-3)

CAPÍTULO II

2 MÉTODO DE DISEÑO DE ELEMENTOS

2.1 Método de diseño

El diseño mecánico, es un estudio de mayor amplitud que abarca todas las disciplinas de la ingeniería mecánica, incluso las ciencias térmicas y de los fluidos.

A parte de las ciencias fundamentales se requieren de piezas, estructuras, mecanismos, máquinas y dispositivos e instrumentos diversos.

Al construir una máquina se necesita tanto de un diseño adecuado como de unos elementos que sean capaces de soportar las fuerzas, cargas y acciones a las que va a estar sometida.

Los tipos de esfuerzos que deben soportar los diferentes elementos de las estructuras para este tipo de máquinas son:

- Flexión
- Compresión
- Flexión
- Torsión.

2.1.1 Esfuerzo:

Se caracteriza la intensidad de las fuerzas que causan el estiramiento, aplastamiento o torsión, generalmente con base en una "fuerza por unidad de área". (Hibbeler, 2006, p.25)

$$\sigma = \frac{P}{A}$$

Ec. 2.1

Donde:

σ = esfuerzo

P = carga

A= área del material.

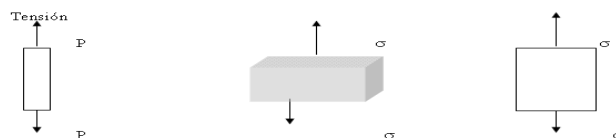
2.1.2 Tensión.

La tensión es una acción que puede modificar el estado de reposo o de movimiento de un cuerpo; por lo tanto, puede acelerar o modificar la velocidad, la dirección o el sentido del movimiento de un cuerpo dado.

La tensión, por su parte, es el estado de un cuerpo sometido a la acción de fuerzas opuestas que lo atraen.

Los tensores son elementos resistentes que aguantan muy bien este tipo de esfuerzos como se puede observar en la figura 18.

Figura 18 Gráfica de tensiones de un cuerpo.



Fuente (monografias, 2014, p.1)

$$\sigma_t = F/A$$

Ec. 2.2

Donde:

σ_t = esfuerzo a tensión.

F = fuerza

A = área

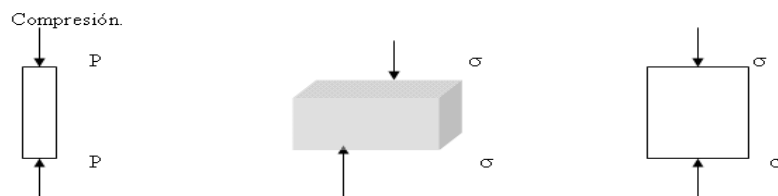
2.1.3 Compresión.

Un cuerpo se encuentra sometido a compresión cuando las fuerzas aplicadas tienden a aplastarlo o comprimirlo.

Cuando se somete a compresión una pieza de gran longitud en relación a su sección, se arquea recibiendo este fenómeno el nombre de pandeo.

Los pilares y columnas son ejemplo de elementos diseñados para resistir esfuerzos de compresión como se puede observar en la figura 19.

Figura 19 Gráfica de tensiones de un cuerpo.



Fuente (monografias, 2014, p.1)

$$\sigma_c = F/A$$

Ec. 2.3

Donde:

σ_c = esfuerzo a Compresión

F = fuerza

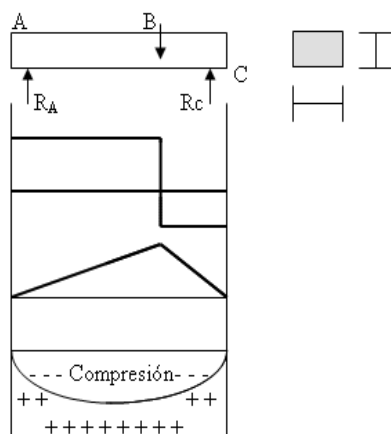
A = área.

2.1.4 Flexión.

Se denomina flexión al tipo de deformación que presenta un elemento estructural alargado en una dirección perpendicular a su eje longitudinal.

Ha este tipo de esfuerzo se ven sometidas las vigas de una estructura como se demuestra en la figura 20 donde se observa el análisis de fuerzas y momentos en un elemento sometido a flexión.

Figura 20 Diagrama de fuerzas y momentos



Fuente (monografias, 2014, p.1)

$$\sigma_f = Mc/I \quad \text{Ec. 2.4}$$

Donde:

σ_f = esfuerzo a flexión

Mc = momento flexionante, distancia desde el centro hasta un extremo de una sección.

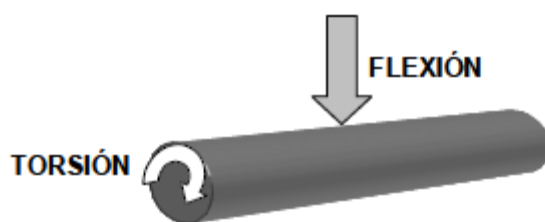
I = momento de inercia.

2.1.5 Torsión

Un cuerpo sufre esfuerzos de torsión cuando existen fuerzas que tienden a retorcerlo. Es el caso del esfuerzo que sufre una llave al girarla dentro de la cerradura.

En la figura 21 se observa cómo actúan en un eje las fuerzas de torsión y flexión.

Figura 21 Esfuerzo de torsión



Fuente (ejes, 2014, p.3)

$$\sigma = \frac{M \cdot \frac{d}{2}}{I} = \frac{32 \cdot M}{\pi \cdot d^3} \quad \text{Ec. 2.5}$$

$$\tau = \frac{T \cdot \frac{d}{2}}{J} = \frac{16 \cdot T}{\pi \cdot d^3} \quad \text{Ec. 2.6}$$

σ = torsión esfuerzo normal

τ = torsión de esfuerzo tangencial

M = momento flector en la sección crítica

I = momento de inercia transversal del eje $\frac{\pi \cdot d^4}{64}$

J = momento de inercia polar del eje $\frac{\pi \cdot d^4}{32}$

d = diámetro del eje

T = momento torsor en la sección

2.2 Sistema motriz

2.2.1 Concepto

El sistema motriz es aquel sistema que está constituido fundamentalmente por componentes, dispositivos o elementos que tienen como función específica

transformar o transmitir el movimiento desde las fuentes que lo generan, al transformar distintos tipos de energía.

Se caracterizan por presentar elementos o piezas sólidas, con el objeto de realizar movimientos por acción o efecto de una fuerza.

En ocasiones, pueden asociarse con sistemas eléctricos y producir movimiento a partir de un motor accionado por la energía eléctrica.

En los sistemas mecánicos se utilizan distintos elementos relacionados para transmitir un movimiento.

Como el movimiento tiene una intensidad y una dirección, en ocasiones es necesario cambiar esa dirección y/o aumentar la intensidad, y para ello se utilizan mecanismos. En general el sentido de movimiento puede ser circular (movimiento de rotación) o lineal (movimiento de translación) los motores tienen un eje que genera un movimiento circular. (Mecánicos, 2012, p. 1).

2.2.2 Tren de engranajes

Un tren de engranajes es un sistema formado por varios engranajes conectados entre sí. Los trenes de engranajes se emplean para conseguir mecanismos de transmisión con características que no podrían conseguirse con un sólo engranaje (por ejemplo una relación de transmisión elevada).

Cada engranaje del tren se denomina etapa del tren de engranajes. En función de los movimientos de los ejes que componen el tren de engranajes, éstos se clasifican en:

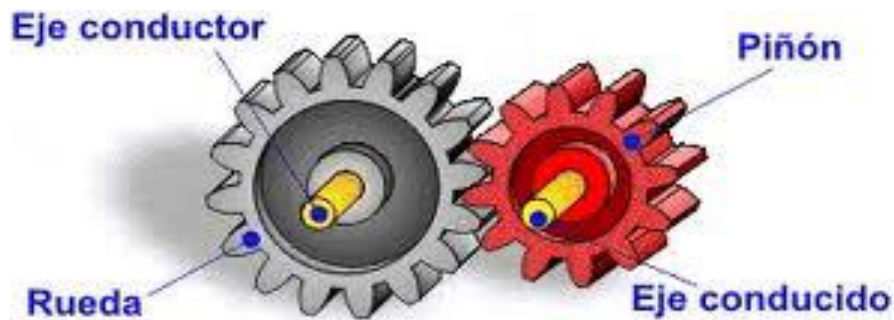
- a) **Tren de engranajes de ejes fijos:** es aquél en el que todos los ejes de las ruedas dentadas permanecen fijos en el espacio durante el movimiento del mecanismo. (Gonzalez, 2008, p. 18)

En la figura 22 se muestra las partes de un tren de engranajes que son:

- Eje conductor.

- Eje conducido.
- Rueda.
- Piñón.

Figura 22 Tren de engranajes de ejes fijos.



Fuente (engranajes, 2014, p.1)

$$n_1 * Z_1 = n_2 * Z_2 \quad \text{Ec. 2.7}$$

Donde:

Z_1 : número de dientes de la rueda conductora

Z_2 : número de dientes de la rueda conducida

n_1 : número de revoluciones de la conductora

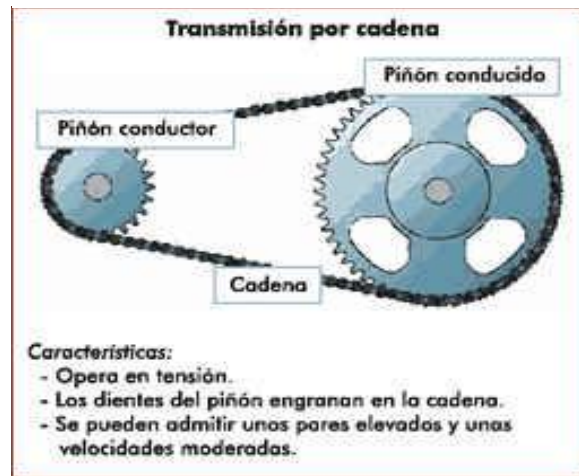
n_2 : número de revoluciones de la conducida

2.2.3 Transmisión por cadena

Sirven para la transmisión de movimiento de una rueda dentada a otra rueda dentada, cada rueda va montada en un eje. Consiste en dos ruedas dentadas de ejes paralelos, situadas a cierta distancia la una de la otra, que giran simultáneamente por efecto de

una cadena metálica o correa dentada de neopreno engranada a ambas. Permite transmitir elevadas potencias sin pérdida de velocidad, ya que la cadena o correa va enganchada a los dientes del engranaje y no existe posibilidad de deslizamiento entre cadena y rueda como se puede observar en la figura 23. (Arenales, 2013, p. 5)

Figura 23 Transmisión por cadena



Fuente (cadenas, 2014, p.2)

$$v_1 * Z_1 = v_2 * Z_2 \quad \text{Ec. 2.8}$$

La relación de transmisión se define como:

$$i = \frac{v_2}{v_1} = \frac{Z_1}{Z_2} \quad \text{Ec. 2.9}$$

Donde:

i : relación de transmisión

Z_1 : número de dientes de la rueda conductora

Z_2 : número de dientes de la rueda conducida

v_1 : velocidad de giro de la conductora

v_2 : velocidad de giro de la conducida

a) Potencia de trabajo en ejes

$$P = T \cdot w \quad \text{Ec. 2.10}$$

P = potencia

T = torque

w = velocidad angular.

2.2.3.2 Potencia para selección del motor

$$P_e = \frac{P_s}{N_c \cdot N_r} \quad \text{Ec. 2.11}$$

Donde:

P_e = potencia de entrada.

P_s = potencia de salida.

N_c = rendimiento por cadena.

N_r = rendimiento del reductor.

2.2.3.2.1 Potencia de entrada

La potencia de entrada se determina con la relación de la potencia del motor inicial y la potencia de salida del motor teniendo en cuenta el tipo de transmisión por cadena, el número de cadenas y la potencia de salida que se requieren.

$$P_e = \frac{P_s \cdot 0.746}{n_{\text{cadenas}}} \quad \text{Ec. 2.12}$$

Donde:

n_{cadenas} = número de cadena

2.2.3.3 Cálculo de distancia entre centros.

El factor de selección se toma en base a las características de la maquinaria conductora y conducida, tomando en cuenta el número de dientes de los piñones.

$$P_{\text{selección}} = P_e * F_s \quad \text{Ec. 2.13}$$

Donde:

F_s = factor de selección

P_e = potencia de entrada del motor

2.2.3.3.1 Número de pasos C_p .

El número de pasos se calcula de acuerdo a la siguiente ecuación, este valor debe estar en el rango de $30 \leq C_p \leq 50$ pasos.

$$C_p = \frac{a}{p} \quad \text{Ec. 2.14}$$

Donde:

a = distancia entre centros

$p = 25.4 \text{ mm (1 plg)}$

2.2.3.3.2 Longitud de la cadena.

La longitud de la cadena se determina por medio de las siguientes ecuaciones:

$$L_{(m)} = \frac{L_p * P_{(mm)}}{1000} \quad \text{Ec. 2.15}$$

$$L_p = \frac{s}{2} + 2c_p + \frac{K}{c_p} + y \quad \text{Ec. 2.16}$$

Donde:

S= suma de números de dientes piñón- rueda $N_p + N_r$

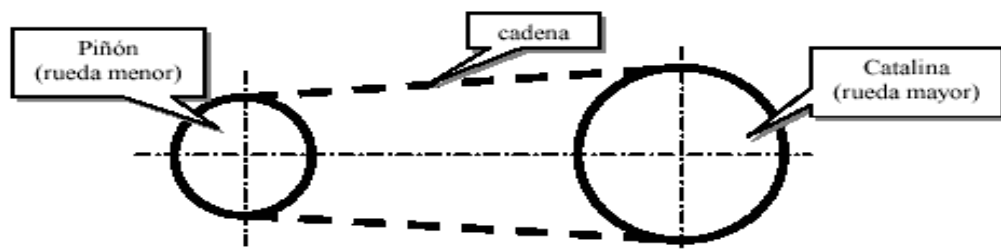
D= resta de números de dientes piñón- rueda $D_r + D_p$

K= valor constante se utiliza mediante tablas

L_p = pasos de la cadena

En la figura 24 se muestra las partes que constituyen una relación de transmisión básica.

Figura 24 Partes de una transmisión por cadena



Fuente (Correa, 2010, p 22)

2.2.3.3.3 Diámetro exterior del piñón

$$d_{ex}=P \left[0.6+\cotg \left(\frac{180^{\circ}}{N_p} \right) \right] \quad \text{Ec. 2.17}$$

Donde:

P = paso de la cadena

N_p = números de dientes del piñón

2.2.3.3.4 Diámetro primitivo del piñón

$$d_p=P^* \csc \frac{\theta}{2} = \frac{P}{\sin \frac{\theta}{2}} \quad \text{Ec. 2.18}$$

$$d_p = \frac{360^{\circ}}{N_p}$$

2.2.3.3.5 Espesor de Piñón

$$F=0.9*P \quad \text{Ec. 2.19}$$

2.2.3.3.6 Diámetro interior del piñón

$$d_l=d_p-2F \quad \text{Ec. 2.20}$$

2.2.3.3.7 Radio del diente de piñón.

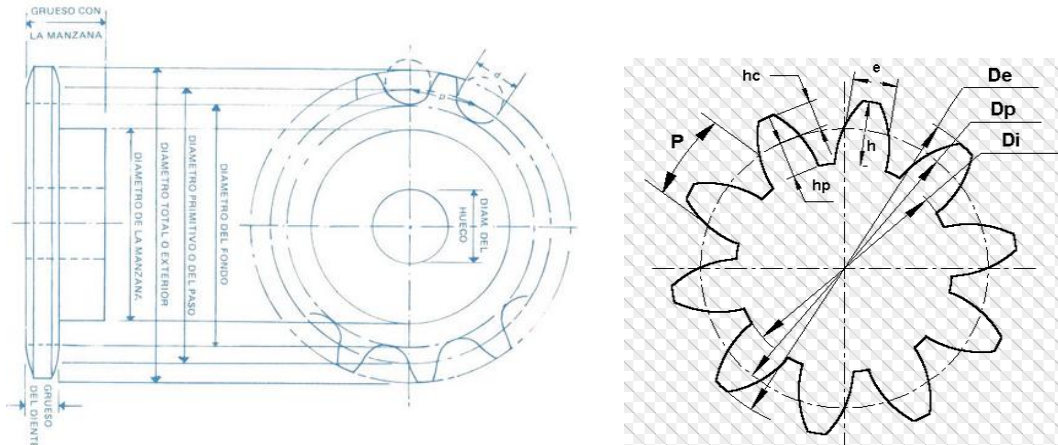
$$R=0.4*S \quad \text{Ec. 2.21}$$

Donde:

S= espesor del alma

En la figura 25 se muestra las partes principales que está constituido un piñón.

Figura 25 Partes principales de un piñón



Fuente (INTERMEC, 2005, p 1)

2.4 Rodamientos

2.4.1 Concepto

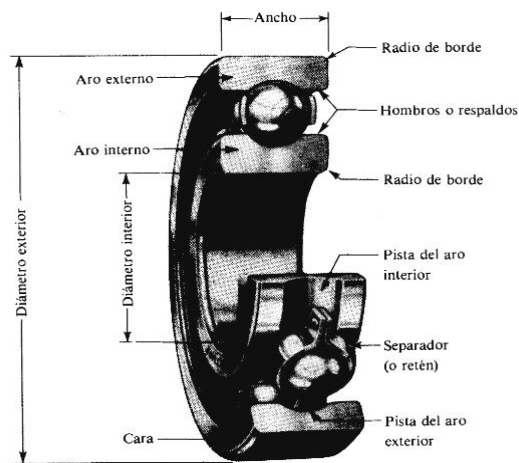
El rodamiento o cojinete de rodadura es un elemento mecánico que se sitúa entre dos componentes de una máquina, con un eje de rotación común, de forma que un componente puede girar respecto al otro como se observa en la figura 26.

Se utiliza en las máquinas rotativas como apoyo o soporte de los elementos portadores:

Soporte de ejes: anillo interior fijo y anillo exterior móvil

Soporte de árboles: anillo exterior fijo y anillo interior móvil

Figura 26 Partes de un rodamiento



Fuente (rodamientos, 2012, p. 8)

Fórmula general:

$$P_o = X_o F_r + Y_o F_a \quad \text{Ec. 2.22}$$

Donde:

P_o = carga estática equivalente, kN

F_r = carga radial real del rodamiento, kN

F_a = carga axial real del rodamiento, kN

X_o = factor de carga radial del rodamiento

Y_o = factor de carga axial del rodamiento

CAPÍTULO III

CÁLCULO DE DISEÑO

3.1. Introducción

Se procede a calcular dimensiones y resistencias, de los diferentes elementos que componen la máquina, tomando en cuenta los siguientes aspectos: pesos de los rodillos, número de pasos de conformado, número de revoluciones, potencia requerida, torque.

En el caso de número de revoluciones se procede a redondearlas para facilidad de los cálculos.

Para la realización de los cálculos necesarios para el diseño de la máquina se debe tomar en cuenta los siguientes parámetros:

Diámetro mayor del rodillo, $\phi_{\text{mayor}}=120\text{mm}$

Diámetro menor del rodillo, $\phi_{\text{menor}}=70\text{ mm}$

Separación entre rodillos, $x=0.9\text{mm}$

Largo del perfil = 1.6 metros

Velocidad de producción $v_p=9 \frac{\text{perfiles}}{\text{min}}$

Ancho del perfil = 96mm. Entonces se producirá, $14,4 \frac{\text{mt}}{\text{min}}$ de perfil esto quiere decir que la velocidad del acero galvanizado será $V_{AG}=0.24 \frac{\text{mt}}{\text{s}}$

3.1.1. Cálculo pesos de los rodillos

$$P=V* \rho* g \quad \text{Ec. 3.1}$$

Donde:

P= peso de los rodillos

V= volumen del rodillo

ρ = densidad del material acero SAE 4340 (7900 kg/m^3)

g = gravedad (9.8 m/s^2)

Para calcular el peso de los rodillos primero se encuentra el volumen de los rodillos mediante la siguiente ecuación:

$$V = \frac{\pi D^2}{4} L \quad \text{Ec. 3.2}$$

$$V = \frac{\pi (0.12\text{m})^2}{4} \times 0.108\text{m}$$

$$V = 0.0012 \text{ m}^3$$

Se reemplaza valores de la Ec. 2.2 en la Ec. 2.1 para los rodillos tanto superior como inferior

$$P = V \cdot \rho \cdot g \quad \text{Ec. 3.3}$$

$$P = 0.0012\text{m}^3 \cdot 7900 \text{ kg/m}^3 \cdot 9.8 \text{ m/s}^2$$

$$P = 92.904 \text{ kg m/s}^2 \approx 92.904 \text{ N}$$

$$V = \frac{\pi D^2}{4} L$$

$$V = \frac{\pi (0.07\text{m})^2}{4} \cdot 0.108\text{m}$$

$$V = 0.00042 \text{ m}^3$$

$$P = V \cdot \rho \cdot g$$

$$P = 0.00042\text{m}^3 \cdot 7900 \text{ kg/m}^3 \cdot 9.8 \text{ m/s}^2$$

$$P = 32.516 \text{ N} \approx 33\text{N}$$

3.1.2. Sistema geométrico de conformado.

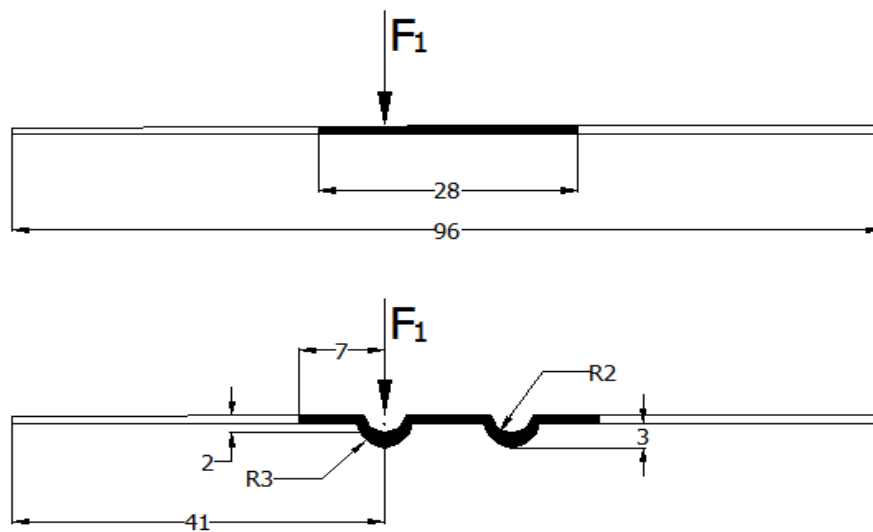
El sistema de conformado para el perfil se lleva a cabo pasar el fleje por 4 pasos de rodillos que deforman al material dándole las dimensiones y la forma deseada.

Estos pasos se detallan a continuación.

PASO 1

Al pasar el fleje por estos rodillos se obtiene un doble semi redondo como muestra la figura 27.

Figura 27 Paso uno del rodillo

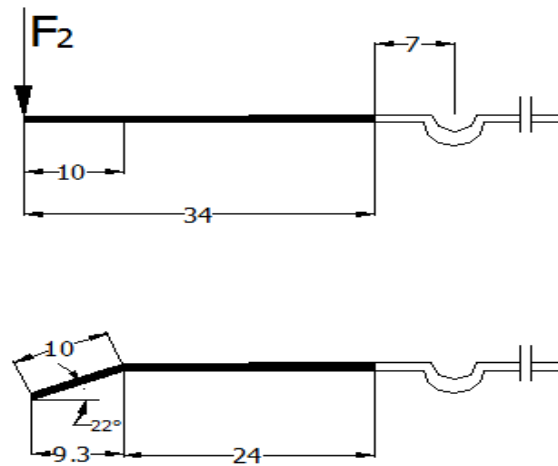


Elaborado por: Kleber Aguilar, Juan Paredes

PASO 2

Al pasar el fleje por estos rodillos se obtiene un doble en el borde con una inclinación a 22° como muestra la figura 28.

Figura 28 Paso dos del rodillo

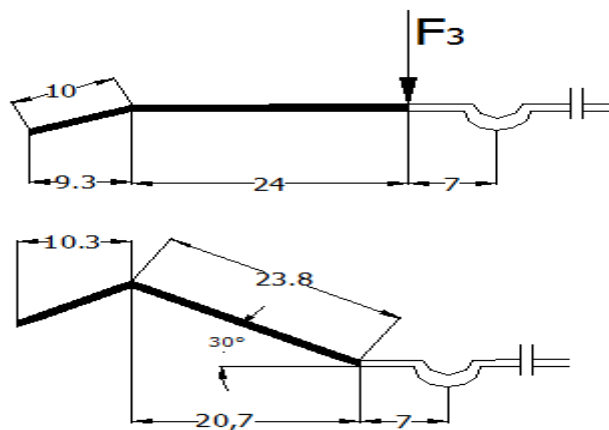


Elaborado por: Kleber Aguilar, Juan Paredes

PASO 3

Al pasar el fleje por estos rodillos se obtiene un doble en el borde con una inclinación de 30° como muestra la figura 29.

Figura 29 Paso tres del rodillo

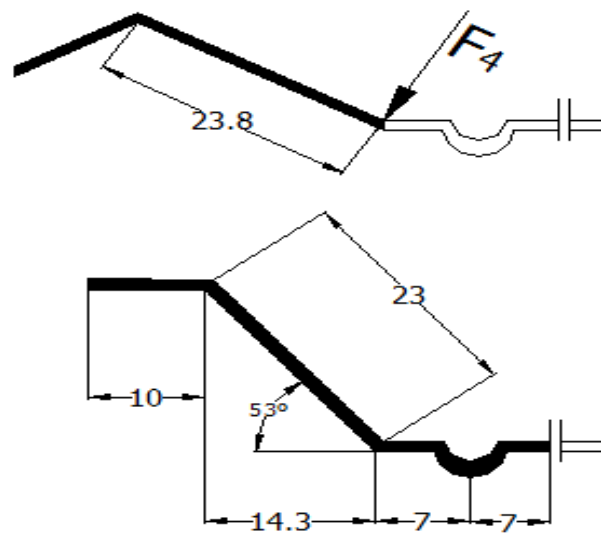


Elaborado por: Kleber Aguilar, Juan Paredes

PASO 4

En este paso el fleje sufre una gran deformación para alcanzar el ángulo de 53° que se desea obtener el perfil terminado como muestra la figura 30

Figura 30 Paso cuatro del rodillo



Elaborado por: Kleber Aguilar, Juan Paredes

3.2 Fuerzas actuantes para el proceso de perfilado

3.2.1 Fuerza de doblado

$$F_d = \frac{S_{ut} \cdot a \cdot e}{3} \quad \text{Ec. 3.4}$$

F_d =fuerza de doblado

a =ancho de la lámina o fleje

e =espesor del fleje

$S_{ut} = 31.6 \text{ kg/mm}^2$ resistencia última a la tensión del acero

Tabla 1 Coeficiente de rozamiento

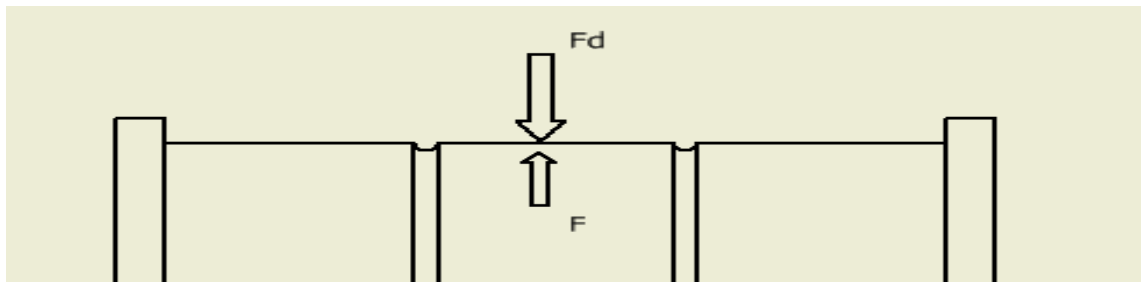
Coeficientes de rozamiento por deslizamiento para diferentes materiales

Superficies en contacto	m_i
Acero sobre acero	0.18

Fuente (rozamiento, 2014, p.1)

Paso 1

Figura 31 Fuerza paso 1



Elaborado por: Kleber Aguilar, Juan Paredes

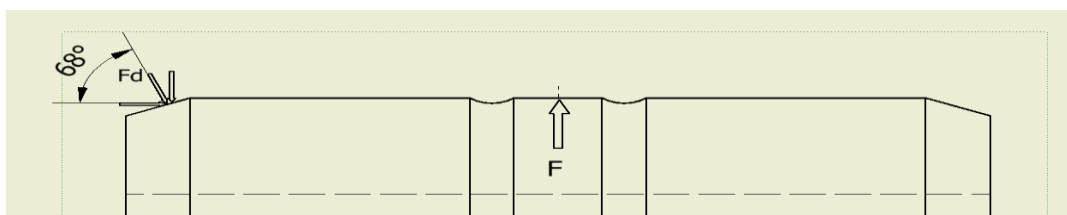
$$F_d = 2 \frac{S_{ut} \cdot a \cdot e}{3}$$

$$F_d = 2 \frac{31.6 \text{ kg/mm}^2 \cdot 2.56 \text{ mm} \cdot 0.9 \text{ mm}}{3}$$

$$F_d = 119 \text{ kgf} \approx 1166.87 \text{ N} \approx 1167 \text{ N}$$

Paso 2

Figura 32 Fuerza paso 2



Elaborado por: Kleber Aguilar, Juan Paredes

$$F_{d\perp} = 2 \frac{S_{ut} * a * e}{3} \sin 68^\circ$$

$$F_{d\perp} = 2 \frac{31.6 \text{ kg/mm}^2 * 10 \text{ mm} * 0.9 \text{ mm}}{3} \sin 68^\circ$$

$$F_{d\perp} = 176 \text{ kgf} \approx 1725 \text{ N}$$

a) Fuerza de doblado lateral

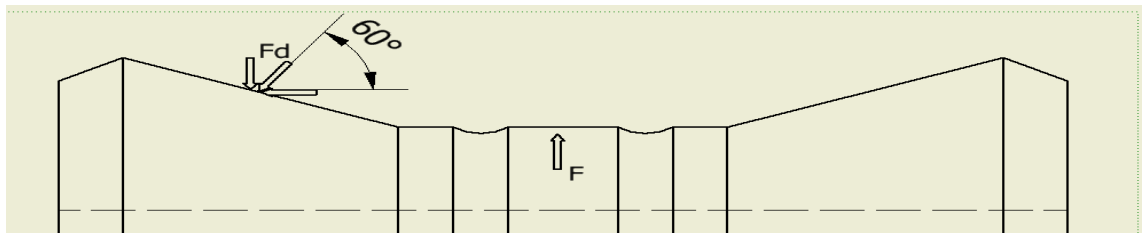
$$F_{d\parallel} = 2 \frac{S_{ut} * a * e}{3} \cos 68^\circ$$

$$F_{d\parallel} = 2 \frac{31.6 \text{ kg/mm}^2 * 10 \text{ mm} * 0.9 \text{ mm}}{3} \cos 68^\circ$$

$$F_{d\parallel} = 72 \text{ kgf} \approx 706 \text{ N}$$

Paso 3

Figura 33 Fuerza paso 3



Elaborado por: Kleber Aguilar, Juan Paredes

$$F_{d\perp} = 2 \frac{S_{ut} * a * e}{3} \sin 60^\circ$$

$$F_{d\perp} = 2 \frac{31.6 \text{ kg/mm}^2 * 25 \text{ mm} * 0.9 \text{ mm}}{3} \sin 60^\circ$$

$$F_{d\perp} = 411 \text{ kgf} \approx 4028 \text{ N}$$

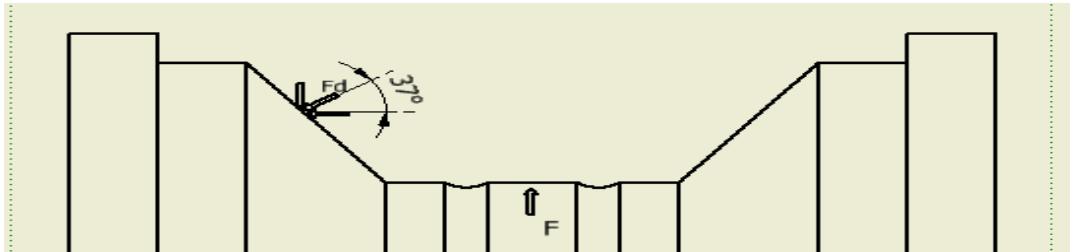
b) Fuerza de doblado lateral

$$F_{dl\perp} = 2 \frac{31.6 \text{ kg/mm}^2 * 25 \text{ mm} * 0.9 \text{ mm}}{3} \cos 60^\circ$$

$$F_{dl\perp} = 237 \text{ kgf} \approx 2323 \text{ N}$$

Paso 4

Figura 34 Fuerza paso 4



Elaborado por: Kleber Aguilar, Juan Paredes

$$F_{d\perp} = 2 \frac{S_{ut} * a * e}{3} \sin 37^\circ$$

$$F_{d\perp} = 2 \frac{31.6 \text{ kg/mm}^2 * 30 \text{ mm} * 0.9 \text{ mm}}{3} \sin 37^\circ$$

$$F_{d\perp} = 342.31 \text{ kgf} \approx 3355 \text{ N}$$

c) Fuerza de doblado lateral

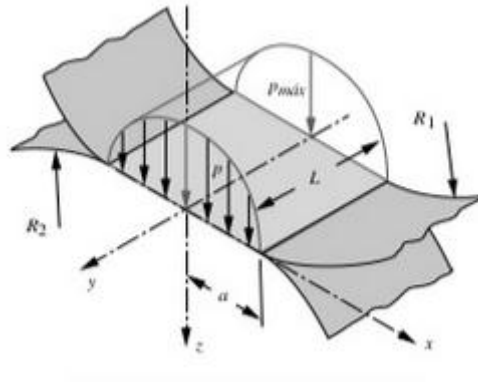
$$F_{dl\perp} = 2 \frac{31.6 \text{ kg/mm}^2 * 30 \text{ mm} * 0.9 \text{ mm}}{3} \cos 37^\circ$$

$$F_{dl\perp} = 454.26 \text{ kgf} \approx 4452 \text{ N}$$

3.2.2 Cálculo de fuerzas de contacto

La fuerza de contacto de los rodillos sobre la lámina, surge de la necesidad de lograr que los rodillos empujen la lámina en todo el proceso como se observa en la figura 35.

Figura 35 Fuerzas de contacto



Fuente (Norton, 1999, p 367-375)

$$C_{m1} = C_{m2} = \frac{1 - \nu_1^2}{E_1} \quad \text{Ec. 3.5}$$

Donde:

$C_{m1} = C_{m2}$ = constante del material

ν_1^2 = razón de poisson

E_1 = módulo de elasticidad

$$C_{m1} = \frac{1 - (0.3)^2}{2.1 \cdot 10^6 \text{ N/mm}^2}$$

$$C_{m1} = 4.33 \cdot 10^{-7} \text{ mm}^2/\text{N}$$

Al tomar en cuenta el caso de un cilindro sobre un plano, R_2 se convierte en infinito haciendo $1/R_2 = 0$ “Las dimensiones del área de contacto de los rodillos son muy

pequeñas comparadas con los radios de curvatura de los cuerpos, lo cual permite que los radios se consideren constantes en el área de contacto, sin importar las pequeñas deformaciones que ocurran ahí.” (Norton, 1999, p 367-375)

$$B = \frac{1}{2} \left(\frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} \right) \quad \text{Ec. 3.6}$$

Donde:

B= constante del material

R_1 = radios de los rodillos

$$B = \frac{1}{2} \left(\frac{1}{R_1} + \frac{1}{\infty} \right)$$

$$B = \frac{1}{2} \left(\frac{1}{R_1} \right)$$

$$B = \frac{1}{2} \left(\frac{1}{60\text{mm}} \right)$$

$$B = 8.33 \cdot 10^{-3} \text{mm}$$

Al calcular el semi ancho de la huella de contacto se considera la siguiente ecuación:

Donde:

a_m = semi ancho de la huella de contacto

F_d = fuerza de doblado

a = ancho de la lámina o fleje

$$a = \sqrt{\frac{2}{\pi} \frac{C_{m1} + C_{m2}}{B}} \quad \text{Ec. 3.7}$$

$$a_m = \sqrt{\frac{2}{\pi} * \frac{(4.33*10^{-7} + 4.33*10^{-7}) \text{ mm}^2/\text{N}}{8.33*10^{-3} \text{ mm}}} * \frac{8918.98 \text{ N}}{96 \text{ mm}}$$

$$a_m = 0.078 \text{ mm}$$

3.2.3 Cálculo de presión máxima

Con los datos obtenidos de las ecuaciones 3.4 y 3.6 la presión máxima del perfilado viene dada por cada paso del rodillo o estación:

$$P_{\max} = \frac{2 F_d}{\pi a_m L} \quad \text{Ec. 3.8}$$

Donde:

F_d =fuerza de doblado

L = largo de la lámina

a_m =semi ancho de la huella de contacto

Paso 1

$$P_{\max} = \frac{2*1167 \text{ N}}{\pi*0.078 \text{ mm}*96 \text{ mm}}$$

$$P_{\max} = 99 \text{ N/mm}^2$$

Paso 2

$$P_{\max} = \frac{2*1864 \text{ N}}{\pi*0.078 \text{ mm}*96 \text{ mm}}$$

$$P_{\max} = 159 \text{ N/mm}^2$$

Paso 3

$$P_{\max} = \frac{2 \cdot 4650 \text{ N}}{\pi \cdot 0.078 \text{ mm} \cdot 96 \text{ mm}}$$

$$P_{\max} = 396 \text{ N/mm}^2$$

Paso 4

$$P_{\max} = \frac{2 \cdot 5575 \text{ N}}{\pi \cdot 0.078 \text{ mm} \cdot 96 \text{ mm}}$$

$$P_{\max} = 474 \text{ N/mm}^2$$

3.2.4 Cálculo de fuerza máxima

Con el dato de la ecuación 3.8 de la presión máxima, se obtiene la fuerza máxima o de contacto que viene dada así mismo por cada paso de los rodillos:

Donde:

P_{\max} = presión máxima.

Área = área de contacto del rodillo con la lámina

Paso 1

$$F_{\max} = P_{\max} \cdot \text{Área}$$

Ec. 3.9

$$F_{\max} = 99 \text{ N/mm}^2 \cdot (2 \cdot 0.078 \cdot 96 \text{ mm})$$

$$F_{\max} = 1483 \text{ N}$$

Paso 2

$$F_{\max} = 159 \text{ N/mm}^2 \cdot (2 \cdot 0.078 \cdot 96 \text{ mm})$$

$$F_{\max} = 2381 \text{ N}$$

Paso 3

$$F_{\max} = 396 \text{ N/mm}^2 \cdot (2 \cdot 0.078 \cdot 96 \text{ mm})$$

$$F_{\max} = 5930 \text{ N}$$

Paso 4

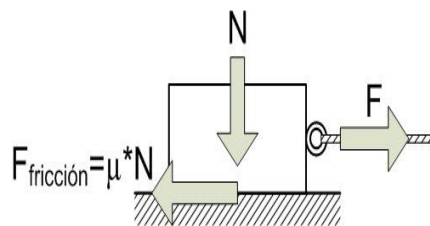
$$F_{\max} = 474 \text{ N/mm}^2 * (2 * 0.078 * 96 \text{ mm})$$

$$F_{\max} = 7099 \text{ N}$$

3.2.5 Fuerza de rozamiento

La fuerza de rozamientos entre dos cuerpos en contacto es proporcional a la normal N entre los dos cuerpos como se observa en la figura 36, en nuestro caso está compuesta por la fuerza de doblado y la fuerza de contacto entre los dos rodillos y la lámina.

Figura 36 Fuerza de rozamiento



Fuente (rozamiento, 2014, p.1)

$$F_r = \mu N$$

Ec. 3.10

Donde:

F_r = fuerza de rozamiento

μ = coeficiente

N = fuerza normal ($F_{\text{doblado}} + F_{\text{máxima}}$)

Paso 1

$$F_r = \mu N$$

$$F_r = \mu * (F_{\text{doblado}} + F_{\text{máxima}})$$

$$F_{r1} = 0.18 * (1167 \text{ N} + 1483 \text{ N})$$

$$F_{r1} = 477 \text{ N}$$

Paso 2

$$F_r = \mu * (F_{\text{doblado}} + F_{\text{doblado lateral}} + F_{\text{contacto}})$$

$$F_{r2} = 0.18 * (1725\text{N} + 706 + 2381\text{ N})$$

$$F_{r2} = 866\text{ N}$$

Paso 3

$$F_{r3} = 0.18 * (4028\text{N} + 2323 + 5930\text{ N})$$

$$F_{r3} = 2211\text{N}$$

Paso 4

$$F_{r4} = 0.18 * (3355\text{ N} + 4452 + 7099\text{ N})$$

$$F_{r4} = 2683\text{ N}$$

3.2.6 Determinación del diámetro exterior máximo del fleje

A continuación de la figura 37, se procede a determinar primero el diámetro exterior máximo del fleje acero galvanizado SAE 1010, para después encontrar la fuerza máxima de arrastre que a continuación se da a conocer:

ρ =densidad del material 7850 kg/m^3

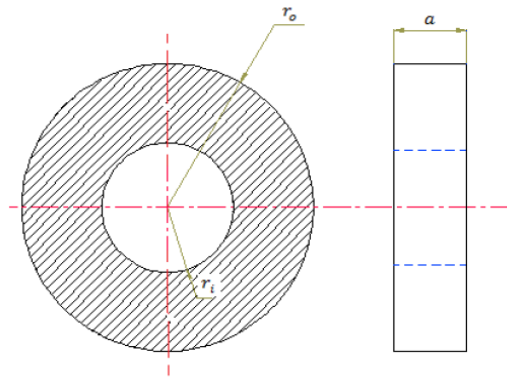
a =ancho de la lámina o fleje 96mm

r_i =radio interior del fleje real 500 mm

r_o =radio exterior del fleje

P_{max} =peso máximo 1000 kg (m)

Figura 37 Diámetro exterior del eje



Fuente (Saul, 2007, p 88-91)

Por definición la densidad de un material cualquiera está dada por la siguiente ecuación:

$$\rho = \frac{m}{v} \quad \text{Ec. 3.11}$$

Donde:

ρ = densidad

m = masa

v = volumen

El volumen del fleje, se puede determinar con el producto del área de la corona circular por el ancho del mismo.

Donde:

r_o^2 = radio inicial de un anillo

r_i^2 = radio final de un anillo

a = ancho de la lámina

$$V = \pi (r_o^2 - r_i^2) * a \quad \text{Ec. 3.12}$$

Al sustituir en la ecuación 3.11, permite encontrar el radio exterior del fleje

$$r_o = \sqrt{r_i^2 + \frac{m}{\pi \rho a}} \quad \text{Ec. 3.13}$$

$$r_o = \sqrt{(0.5 \text{ m})^2 + \frac{1000 \text{ kg}}{\pi \left(7850 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right) * 0.096 \text{ m}}}$$

$$r_o = \sqrt{0.673}$$

$$r_o(R^2) = 0.820 \text{ m}$$

3.2.7 Fuerza máxima de arrastre

Para el siguiente cálculo es necesario primero encontrar los siguientes datos:

Inercia del rodillo:

Donde:

I=Inercia

m=masa

x^2 = distancia de la lámina

$$I = m(\text{kg}) * x^2 \quad \text{Ec. 3.14}$$

$$I = 1000 \text{ kg} * (1.5 \text{ m})^2$$

$$I = 2250 \text{ kgm}^2$$

3.2.8 Velocidad lineal del acero galvanizado

$$v = \frac{d}{t} = \frac{12 \text{ m}}{60 \text{ s}} = 0.2 \text{ m/s} \quad \text{Ec. 3.15}$$

v= velocidad lineal

d= longitud del material “acero galvanizado”

t=tiempo

3.2.9 Cálculo de volumen del material

Densidad del material galvanizado = 7850 kg/m^3

$$V=l \times a \times e \quad \text{Ec.3.16}$$

Donde:

l=largo del material

V= volumen del material

a= ancho de la lámina

e=espesor del material

$$V=(1.5 \times 0.096 \times 0.009) \text{ m}^3$$

$$V=1.296 \times 10^{-03} \text{ m}^3$$

3.3 Velocidad angular del rodillo

Se procede a calcular la velocidad angular del rodillo, mediante la siguiente ecuación:

$$w = \frac{v}{r} = \frac{0.24 \text{ m/s}}{0.06 \text{ m}} = 4 \text{ rad/s} \text{ para transformar a } \text{rev/min} \quad \text{Ec. 3.17}$$

para transformar a rev/min

$$n = \frac{60(w)}{2\pi} = \frac{60(4 \text{ rad/s})}{2\pi} = 38,21 \text{ rev/min} \approx 38 \text{ rev/min}$$

Con los datos de ecuación 3.16 se reemplaza en la siguiente ecuación:

$$\frac{w_f}{\Delta t} = \alpha$$

$$\alpha = \frac{\frac{V_{AG}}{r}}{\Delta t} = \frac{\frac{0.24 \text{ m/s}}{0.820 \text{ m}}}{5 \text{ s}} = 0.058 \text{ rad/s}^2$$

Con los datos de las ecuaciones 3.14, 3.15 y 3.17 se reemplaza en la siguiente ecuación de la fuerza máxima de arrastre para todos los pasos de los rodillos:

$$F_{\text{arrastre } 1} = \frac{I^* \alpha + F_{r1}}{r_{\text{fleje}}} \quad \text{Ec. 3.18}$$

Paso 1

$$F_{\text{arrastre } 1} = \frac{I^* \alpha}{r_{\text{fleje}}} \quad \text{Ec. 3.19}$$

$$F_{\text{arrastre } 1} = \frac{2250 \text{ kgm}^2 * 0.058 \text{ rad/s}^2}{0.820 \text{ m}} + 477 \text{ N}$$

$$F_{\text{arrastre } 1} = 132 \text{ N} + (477 \text{ N})$$

$$F_{\text{arrastre } 1} = 609 \text{ N}$$

Paso 2

$$F_{\text{arrastre } 2} = 132 \text{ N} + F_{r2}$$

$$F_{\text{arrastre } 2} = 132 \text{ N} + (866 \text{ N})$$

$$F_{\text{arrastre } 2} = 998 \text{ N}$$

Paso 3

$$F_{\text{arrastre } 3} = 132 \text{ N} + F_{r3}$$

$$F_{\text{arrastre } 3} = 132 \text{ N} + (2211 \text{ N})$$

$$F_{\text{arrastre } 3} = 2343 \text{ N}$$

Paso 4

$$F_{\text{arrastre } 4} = 132 \text{ N} + F_{r4}$$

$$F_{\text{arrastre } 4} = 132 \text{ N} + (2683 \text{ N})$$

$$F_{\text{arrastre } 4} = 2815 \text{ N}$$

3.3.1 Diseño de rodillos

Para realizar el diseño del rodillo se partirá con datos conocidos tales como la inercia del material, resistencia a la fluencia y la distancia entre ejes de estación a estación.

a) Inercia de un eje redondo macizo

$$I = \frac{\pi \cdot d^4}{64} \quad \text{Ec.3.20}$$

$$I = \frac{\pi \cdot (0.12 \text{ m})^4}{64}$$

$$I = 1.02 \cdot 10^{-5} \text{ m}^4$$

b) Mitad del diámetro del rodillo

Donde:

d= diámetro del rodillo

$$C = \frac{d}{2} \quad \text{Ec.3.21}$$

$$C = \frac{0.12 \text{ m}}{2}$$

$$C = 0.06 \text{ m}$$

c) Distancia entre centros de ejes

$$L = 0.091 \text{ m (dato del ítem 3.12 Análisis Estructural)}$$

d) Fuerza del cilindro

Resistencia a la fluencia (S_y) = $680 * 10^6$ MPa

$$F_{cl} = \frac{4 * S_y * I}{C * l} \quad \text{Ec.3.22}$$

Donde:

F_{cl} = Fuerza del cilindro

S_y = Resistencia a la fluencia

I = Inercia

C = mitad del diámetro del rodillo.

l = Distancia entre centros de eje a eje de cada estación.

$$F_{cl} = \frac{4 * 680 * 10^6 \text{ MPa} * 1.02 * 10^{-5} \text{ m}^4}{0.06 \text{ m} * 0.091 \text{ m}}$$

$$F_{cl} = 5.08 * 10^6 \text{ N}$$

Se determina el del diámetro del rodillo según la siguiente ecuación:

Presión máxima = 474 N/mm^2 (dato de la ecuación 3,8)

A = Área.

$$P_{max} = \frac{F_{cl}}{A} \quad \text{Ec.3.23}$$

$$A = \frac{F_{cl}}{P_{max}}$$

$$A = \frac{5.08 * 10^6 \text{ N}}{474 \text{ N/mm}^2}$$

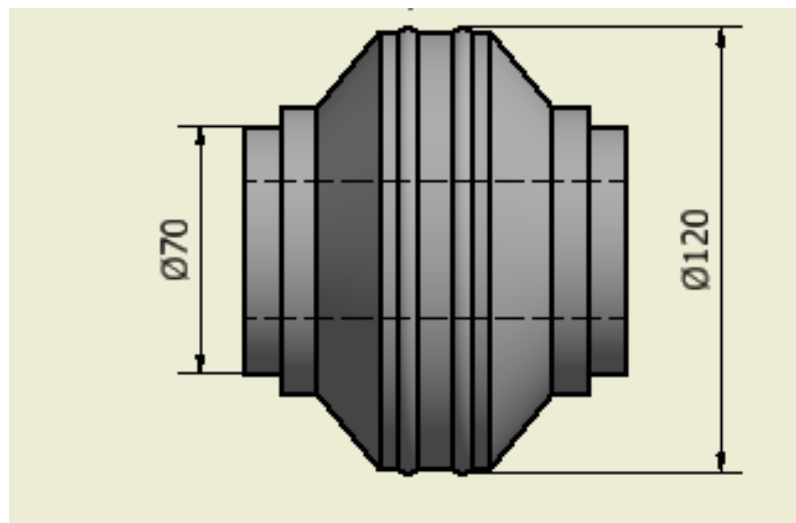
$$A = 10713 \text{ mm}^2$$

Se despeja de la siguiente fórmula el diámetro:

$$A = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \quad \text{Ec.3.24}$$
$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot A}{\pi}}$$
$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot 10713 \text{ mm}^2}{\pi}}$$
$$d = 117 \text{ mm}$$

Para el sistema de rodillos se diseña mediante autodesk inventor en la cual se utilizó los cálculos de fuerzas de arrastre y rozamiento y sus medidas que se muestran en la figuras 38, 39 y 40.

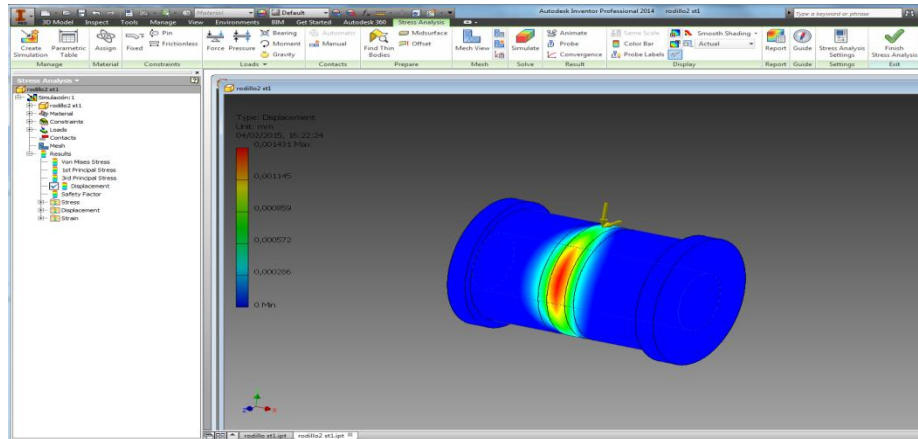
Figura 38 Rodillo con todas sus medidas.



Elaborado por: Kleber Aguilar, Juan Paredes

Comprobación en inventor

Figura 39 Comprobación inventor



Elaborado por: Kleber Aguilar, Juan Paredes

Figura 40 Tabla de resultados

Result Summary

Name	Minimum	Maximum
Volume	390720 mm ³	
Mass	3,06715 kg	
Displacement	0 mm	0,00143087 mm
Safety Factor	9,56391 ul	15 ul

Elaborado por: Kleber Aguilar, Juan Paredes

3.3.1.2 Cálculo de torque del rodillo

Con los datos de las ecuaciones 3.10 y 3.19 se reemplaza en la ecuación 3.25 por los radios de los rodillos superior e interior.

a) Torque de Rodillo superior

$$T = (\text{Fuerza de arrastre} - \text{fuerza de rozamiento}) * r \quad \text{Ec. 3.25}$$

$$SI\ r = 0,06$$

$$T=(2815-2683)N*60\ mm$$

$$T=7920\ Nmm$$

b) Torque de Rodillo inferior

$$SI\ r = 0,06$$

$$T=(2815-2683)N*60mm$$

$$T=7920\ Nmm$$

$$T=7920+7920=15840\ Nmm$$

$$\text{Torque total}=(15,85*4)=63360Nmm$$

3.3.1.3 Cálculo de potencia del rodillo

Con los datos de las ecuaciones 3.25 se calcula el paso de los rodillos:

$$P=T*W_{mayor} \quad \text{Ec. 3.26}$$

$$P=(63360)Nmm*4\ rad/seg$$

$$P=253440\ Nmm/seg$$

$$\text{Transformación de unidades } P=253440 \frac{Nmm}{seg} * \frac{1\ kgf}{9,8N} * \frac{1\ hp}{76024,21\ kgfmm/s}$$

$$P=0,34\ HP$$

Para obtener la potencia de los rodillos se multiplica por 2 pues el perfilado se realiza con 2 rodillos y por 4 por ser el número de estaciones de la perfiladora.

Pr= Potencia rodillos

$$Pr = 2 * P \quad \text{Ec. 3.27}$$

$$Pr = 2 * 0,34 \text{ HP}$$

$$Pr = 0,68 \text{ HP}$$

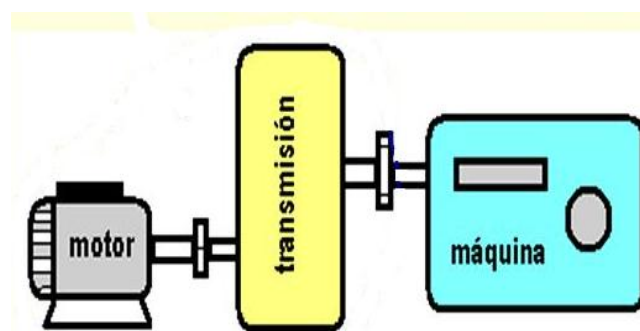
$$Pr * 4 = 0,68 * 4 \quad \text{Ec. 3.28}$$

$$Pr = 2,72 \text{ HP}$$

3.4 Potencia de selección del motor

Para la selección de un motor en nuestro caso, es un motor reductor helicoidal eléctrico que se utiliza en el área industrial, además fácil de encontrar el mercado nacional ver figura 41.

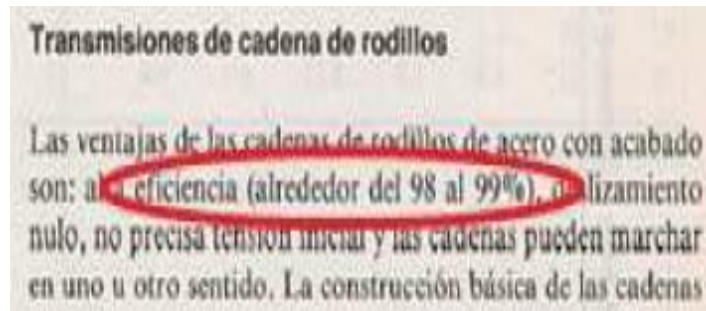
Figura 41 Motor VS Transmisión



Fuente (Arenales, 2013, p. 5)

Para calcular la potencia del motor se requiere el rendimiento de la transmisión por cadena que está en un rango de 98-99%, ver tabla 2

Tabla 2 Transmisión de cadena de rodillos



Fuente (Saul, 2007, p 88-91)

$$P_e = \frac{P_s}{n_r} \quad \text{Ec. 3.29}$$

Donde:

P_e = Potencia de entrada

P_s = Potencia de salida o potencia de rodillos

n_r = Rendimiento del reductor

Con los datos de la ecuación 3.28 se reemplaza en la ecuación 3.29

$$P_e = \frac{2,72 \text{ HP}}{0,98}$$

$$P_e = 2,77 \text{ HP}$$

Potencia requerida para el motor (P_{rm}) = P_e * factor de servicio

$$P_{rm} = 2,77 \text{ HP} * 1 \quad \text{Ec.3.30}$$

$$P_{rm} = 2,77 \text{ HP.}$$

Con la potencia requerida se determina el número de la cadena y piñones.

3.5 Diseño de sistema de transmisión

Las características básicas de las transmisiones de cadena incluyen una relación constante, puesto que no se involucra al deslizamiento ni el arrastre, vida larga y capacidad para impulsar varios ejes a partir de una sola fuente de potencia.

Antes de escoger el tipo de cadena y piñones es necesario mencionar las RPM (Revoluciones por minuto) que necesitamos según el resultado de los HP calculados.

Potencia del motor = 2,77 HP \approx 3HP

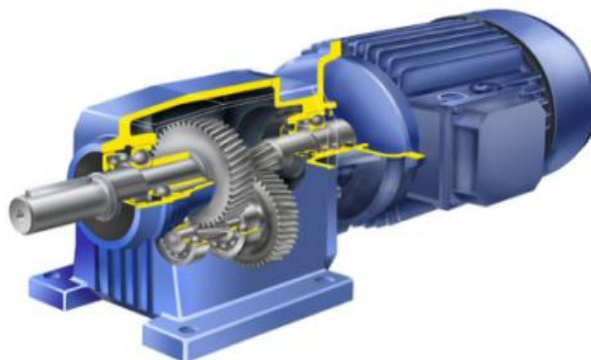
RPM = 1730rpm

Datos:

Potencia Entrada	3 hp
Revoluciones de Entrada	1730 rpm
Revoluciones de Salida	34 rpm
Relación	1:44,95

3.5.1 Características del motor reductor

Figura 42 Motor reductor



Fuente. Motor reductor marca MOTOVARIO (ITALIA)

Descripción: Motor reductor transversal

Marca: Motovario

Modelo: HA62 i=44,95

Potencia: 3HP/4P(1731 RPM)

Revoluciones de servicio: 34RPM

Torque de servicio:438Nm

Voltaje:220-440 V,60 HZ, trifásico

Protección: IP 55 cerrado contra el polvo y agua

Aislamiento: Clase F

Montaje: Cualquier posición

Factor de Servicio: 1

Diámetro del eje de salida: 40 mm

3.5.2 Cálculo de relación de transmisión $Z2/Z1$

Donde:

Rst= relación de transmisión

Z2= catarina conductor

Z1= catarina conducido

$$Rst = \frac{Z2}{Z1} \quad \text{Ec.3.31}$$

$$Rst = \frac{38}{38}$$

$$Rst = 1$$

En la tabla 3 se muestra el número de dientes de la Catarina que corresponden según a la relación de transmisión calculada.

Tabla 3 Factores de corrección k

Tabla 17-22			
Factores de corrección de dientes, K_1			
Número de dientes en catarina impulsora		Potencia preextremo, K_1	Potencia posextremo, K_1
11		0.62	0.52
12		0.69	0.59
13		0.75	0.67
14		0.81	0.75
15		0.87	0.83
16		0.94	0.91
17		1.00	1.00
18		1.06	1.09
19		1.13	1.18
20		1.19	1.28
N		$(N_1/17)^{1.08}$	$(N_1/17)^{1.5}$

Fuente (Shigley, 2008, p 893)

El número de dientes de la catarina $Z_1=17$ y $Z_2= 17$

3.5.2.1 Diseño y selección de engranajes

Los engranajes es un mecanismo utilizado para transmitir potencia mecánica, están formados por dos ruedas dentadas de las cuales se los denomina rueda y piñón, una aplicación importante de los engranajes es la transmisión de movimiento desde el eje de una fuente de energía.

Los parametros a utilizarse son:

Potencia del motor reductor $P = 2.77$ HP

Revoluciones por minuto $n = 34$ rpm

Número de dientes del piñones $Z_p = 23$

Para de terminar el cálculo del diámetro primitivo, el módulo y el diámetro exterior se expresa mediante la fórmula de distancia entre centros.

$$A = \frac{Z_r + Z_p}{2} \times M \quad \text{Ec. 3.32}$$

Donde.

A = distancia entre centros (92 mm).

Zr = números de dientes rueda.

Zp = números de dientes piñon (23 dientes) .

M = módulo .

Se despejara el módulo.

$$M = \frac{A \times 2}{Z_p + Z_r}$$

$$M = \frac{92 \times 2}{23 + 23}$$

$$M = 4$$

Luego se calcula el diámetro primitivo mediante la siguiente fórmula.

Dp = diámetro primitivo.

$$D_p = M \times Z_p \quad \text{Ec. 3.33}$$

$$D_p = 4 \times 23$$

$$D_p = 92 \text{ mm}$$

Ya calculados el diámetro primitivo y el módulo se determina el diámetro exterior del piñón

De = diámetro exterior.

$$D_e = D_p + M \times 2 \quad \text{Ec. 3.34}$$

$$D_e = 92 + 2 \times 2$$

$$D_e = 100 \text{ mm}$$

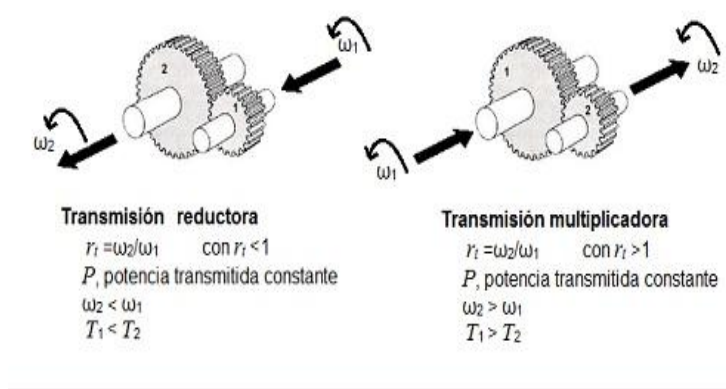
3.5.2.2 Par de fuerza transmitida del diente.

En este diseño de engranajes, se requiere mencionar que el eje de entrada y el eje de salida y que la potencia de entrada y salida son iguales, porque se consideran nulas

las pérdidas ya que el movimiento que estos producen son los mismos que los ejes y rodillos por lo tanto su rendimiento es igual a 1.

En la figura 43 se observa la analogía y relaciones que se considera para la transmisión.

Figura 43 Análisis de transmisión.

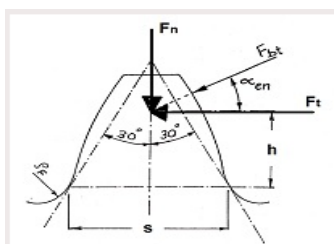


Fuente. (Ingemecanica, 2015, p151)

3.5.2.3 Esfuerzo ejercido sobre el diente

Se procede a calcular la fuerza del diente tanto tangencial y normal ver figura 44.

Figura 44 Esfuerzo del diente



Fuente. (Ingemecanica, 2015, p151)

$$F_t = \frac{P}{\omega \times r}$$

Ec. 3.35

Donde:

T = par de fuerza.

Ft = esfuerzo tangencial.

r = radio de la circunferencia primitiva.

W = velocidad angular

P = potencia transmitida del diente

Fn = fuerza normal del diente

$$F_t = \frac{2.77 \text{ HP}}{4 \text{ rad/s} \times 46 \text{ mm}} * \frac{9.8 \text{ N}}{1 \text{ kg f}} * \frac{76024.21 \text{ kg F mm/s}}{1 \text{ HP}}$$

$$F_t = 11.2 \text{ KN}$$

Por último la fuerza normal y tangencial están relacionados a través del ángulo de presión (α)

$$F_n = F_t \times \tan(\alpha) \quad \text{Ec. 3.36}$$

$$F_n = 11.2 \text{ KN} \times \tan(20^\circ)$$

$$F_n = 4.07 \text{ KN}$$

3.5.2.4 Esfuerzo de flexión del diente.

El esfuerzo de flexión del diente se calcula mediante la resistencia a la tensión del material SAE 4140 como esfuerzo admisible y del resultado de la fuerza tangencial y normal

Sut = 1075 MPa material 4140.

$$\sigma = \frac{F}{A} \quad \text{Ec. 3.37}$$

$$\sigma = \frac{F}{\frac{\pi \times d^2}{4}}$$

$$\sigma = \frac{11916.58 \text{ N}}{\frac{\pi \times 100 \text{ mm}^2}{4}}$$

$$\sigma = 1572 \text{ MPa}$$

a) Esfuerzo admisible.

$$\sigma_{adm} = 0.45 \times \sigma_{ut} \quad \text{Ec. 3.38}$$

$$\sigma_{adm} = 0.45 \times 1075 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{adm} = 483.75 \text{ MPa}$$

$$FS = \frac{\sigma}{\sigma_{adm}}$$

$$FS = \frac{1572 \text{ MPa}}{483.75 \text{ MPa}}$$

$$FS = 3.2$$

3.5.3 Cálculo de la velocidad de cadena

La velocidad de la cadena se calculará utilizando la siguiente ecuación :

$$v = \frac{Z \cdot P \cdot n}{12} \left(\frac{\text{m}}{\text{s}} \right) \quad \text{Ec. 3.39}$$

Donde:

Z= número de dientes de la catarina

v= velocidad lineal de la cadena

n= número de revoluciones

P= paso en función del número de cadena

$$v = \frac{17 \cdot 15.8 \cdot 38}{12}$$

$$v = 851 \frac{\text{m}}{\text{seg}}$$

Es necesario transformar la velocidad a rev/min:

Donde:

r= radio del eje del motor reductor

$$w = \frac{v}{r} = \frac{851 \text{ m/s}}{0.04 \text{ m}} = 34 \text{ rad/s para transformarla } \text{rev/min} \quad \text{Ec. 3.40}$$

para transformarla a rev/min

$$n = \frac{38(w)}{2\pi} = \frac{38 (34 \text{ rad/s})}{2\pi} = 205.73 \text{ rev/min} \approx 206 \text{ rev/min} \quad \text{Ec.3.41}$$

Con el resultado que se tiene de las revoluciones por minuto vamos a la tabla 4 para obtener el número de cadena ANSI.

Tabla 4 Potencia de cadena

Tabla 17-20		Velocidad de la catarina, rpm					
Capacidad nominal de potencia de cadenas de paso único en torón sencillo de una catarina de 17 dientes		Número ANSI de cadena					
Fuente: Compilada de la norma ANSI B29.1-1975 sección únicamente de información, así como de la norma B29.9-1958.		25	35	40	41	50	60
50		0.05	0.16	0.37	0.20	0.72	1.24
100		0.09	0.29	0.69	0.38	1.34	2.31
150		0.13*	0.41*	0.99*	0.55*	1.92*	3.32
200		0.16*	0.54*	1.29	0.71	2.50	4.30
300		0.23	0.78	1.85	1.02	3.61	6.20
400		0.30*	1.01*	2.40	1.32	4.67	8.03
500		0.37	1.24	2.93	1.61	5.71	9.81
600		0.44*	1.46*	3.45*	1.90*	6.72*	11.6
700		0.50	1.68	3.97	2.18	7.73	13.3
800		0.56*	1.89*	4.48*	2.46*	8.71*	15.0
900		0.62	2.10	4.98	2.74	9.69	16.7
1 000		0.68*	2.31*	5.48	3.01	10.7	18.3
1 200		0.81	2.73	6.45	3.29	12.6	21.6
1 400		0.93*	3.13*	7.41	2.61	14.4	18.1
1 600		1.05*	3.53*	8.36	2.14	12.8	14.8
1 800		1.16	3.93	8.96	1.79	10.7	12.4
2 000		1.27*	4.32*	7.72*	1.52*	9.23*	10.6
2 500		1.56	5.28	5.51*	1.10*	6.58*	7.57
3 000		1.84	5.64	4.17	0.83	4.98	5.76
		Tipo A		Tipo B		Tipo C	

Fuente (Shigley, 1990, p 892)

Se realiza la interpolación para saber el dato exacto de la potencia de la cadena a dicha revolución.

RPM	N.ANSI (CADENA)
200	1.29
206	1.32
300	1.85

Con este resultado se obtiene el tipo de cadena que se va usar:

Tipo de cadena: Número 40 (Cadena DE 1/2 paso 12,7 mm)

3.5.4 Número de pasos de la cadena (NP)

$$NP = \frac{D_c}{p} \quad \text{Ec. 3.42}$$

Donde:

D_c = distancia entre centros

p = paso.

$$NP = \frac{600 \text{ mm}}{12,7 \text{ mm}}$$

$$NP = 47 \text{ pasos.}$$

3.5.5 Longitud de la cadena

La longitud de cadena se determina por medio de las siguientes ecuaciones:

$$L = \frac{L_p \cdot P}{1000} \quad \text{Ec. 3.43}$$

$$L_p = \frac{s}{2} + 2NP + \frac{K}{N_p} \quad \text{Ec. 3.44}$$

Donde:

S = suma de número de dientes piñón y rueda $N_p + N_r$

D = resta de numero de dientes piñón y rueda $N_r - N_p$

K = valor constante se utiliza mediante tablas.

L_p = pasos de la cadena.

N_p = número de piñón

Nr = número de rueda

Se determina primero la suma del piñón más rueda.

$$S = N_p + N_r \quad \text{Ec. 3.45}$$

$$S = 17 + 17 = 34$$

Para determinar el valor K se utiliza la tabla 5.

Tabla 5 Factores K

D	K	D	K	D	K	D	K	D	K	D	K	D	K	D	K
13	4.28	37	34.68	61	94.25	85	183.01	109	300.95	133	448.07	157	604.37	181	829.85
14	4.96	38	36.58	62	97.37	86	187.34	110	306.50	134	454.83	158	632.35	182	839.04
15	5.70	39	38.53	63	100.54	87	191.73	111	312.09	135	461.64	159	640.38	183	848.29
16	6.48	40	40.53	64	103.75	88	196.16	112	317.34	136	468.51	160	648.46	184	857.58
17	7.31	41	42.58	65	107.02	89	200.64	113	323.44	137	475.42	161	656.59	185	866.93
18	8.21	42	44.68	66	110.34	90	205.18	114	328.19	138	482.39	162	664.77		
19	9.14	43	46.84	67	113.71	91	209.76	115	334.99	139	489.41	163	673.00		

Fuente (INTERMEC, 2005, p 1)

$$K = 7,31$$

En la ecuación 3.37 se reemplaza los datos:

$$L_p = \frac{s}{2} + 2NP + \frac{K}{NP} \quad \text{Ec. 3.46}$$

$$L_p = \frac{34}{2} + 2 \cdot 47 \text{ pasos} + \frac{7,31}{47}$$

$$L_p = 17 + 94 + 0.16$$

$$L_p = 111 \text{ pasos.}$$

Se reemplaza el resultado en la siguiente ecuación:

$$L = \frac{L_p \cdot P}{1000} \quad \text{Ec. 3.47}$$

$$L = \frac{111 \cdot 12.7 \text{ mm}}{1000}$$

$$L = 1409 \text{ mm}$$

3.6 Diseño del eje de los rodillos

Se realiza el cálculo para el cuarto paso en el rodillo superior porque tiene mayor peso y mayores fuerzas de contacto, doblado, arrastre, rozamiento y mayor área de contacto con el material que se va ocupar para realizar el perfil.

La conformación del eje a calcular es de la siguiente manera:

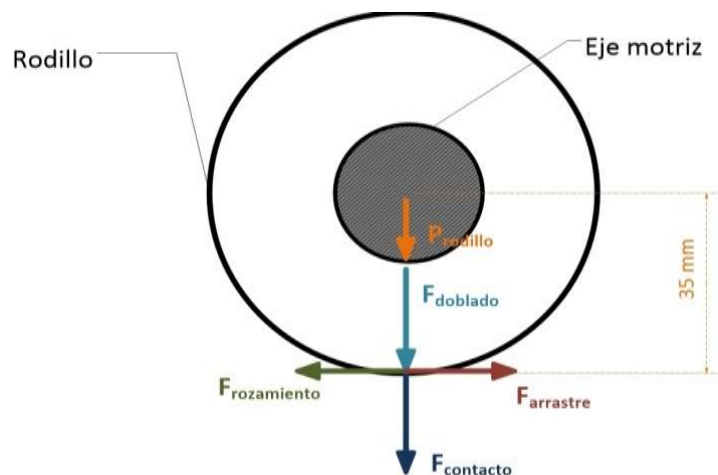
Fuerza (N)	
De contacto	7099
De doblado	5575
De arrastre	2815
De rozamiento	2683

Parámetros adicionales:

Torque de trabajo (N.m)	63,36
Velocidad angular del rodillo (rpm)	38

Diagrama de cargas (rodillo – eje – material a laminar) ver en la figura 45.

Figura 45 Diagrama de cargas



Elaborado por: Kleber Aguilar, Juan Paredes

a) **Fuerza resultante eje horizontal:**

$$F_{H_y} = F_{\text{arrastre}} - F_{\text{rozamiento}} \quad \text{Ec. 3.48}$$

$$= 2815 - 2683$$

$$F_H = 132 \text{ N}$$

b) **Fuerza resultante eje vertical:**

$$F_{H_x} = F_{\text{doblado}} + F_{\text{contacto}} + P_{\text{rodillo}} \quad \text{Ec. 3.49}$$

$$= 5575 + 7099 + 33$$

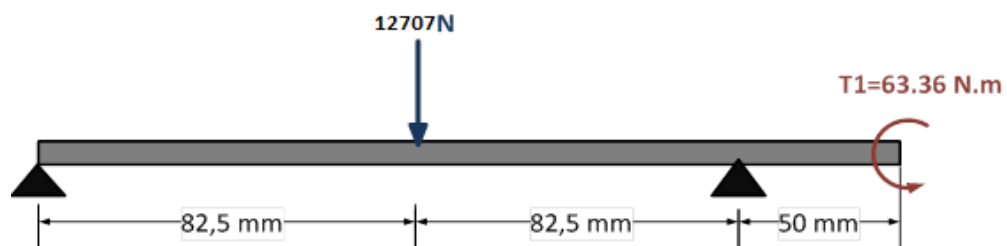
$$F_V = 12707 \text{ N}$$

3.6.1 Diagrama de cuerpo libre del eje

Para dimensionar el eje, se traslada estas fuerzas al eje como se observa en la figura 46.

El eje es un elemento mecánico sometido a esfuerzos combinados: flexión + torsión.

Figura 46 Diagrama de cuerpo libre del eje



Elaborado por: Kleber Aguilar, Juan Paredes

Donde:

T_1 = torque de trabajo = 63,36 N.m

Se dimensionará usando la teoría de la distorsión.

$$\sigma' = \sqrt{\sigma_x^2 + 3\tau_{zx}^2} \quad \text{Ec. 3.50}$$

$$\sigma_x = \frac{Mc}{I} \quad \text{Ec. 3.51}$$

$$\tau_{zx} = \frac{Tr}{J} \quad \text{Ec. 3.52}$$

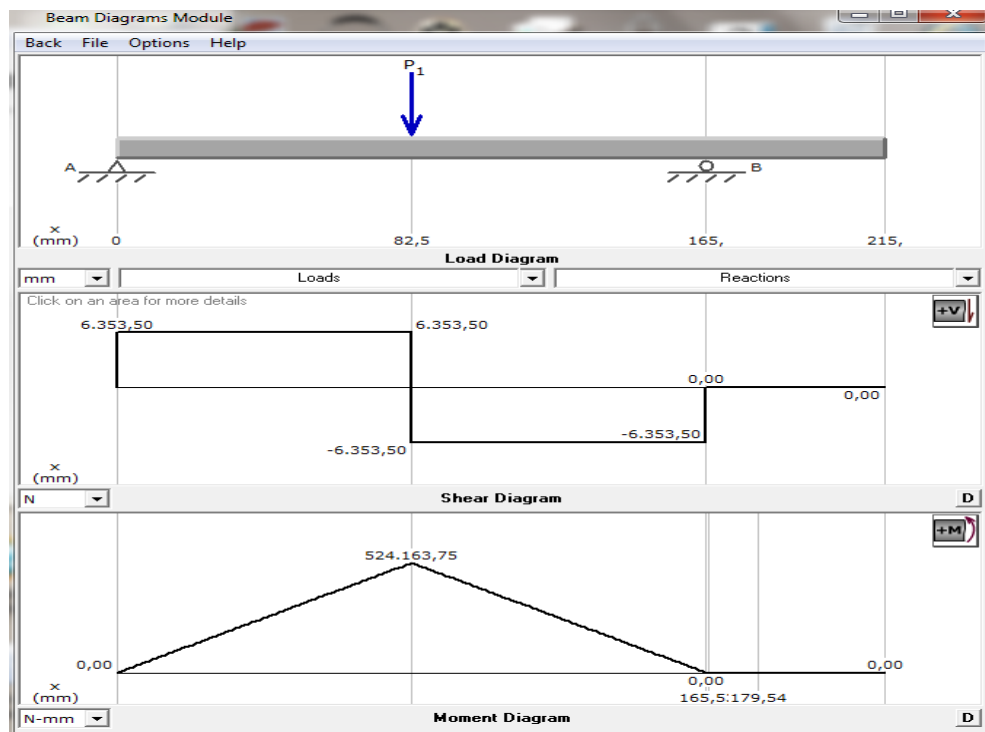
$$\sigma' = \frac{S_y}{f_s} \quad \text{Ec. 3.53}$$

Donde:

f_s = factor de seguridad

Se calcula el momento máximo con MDSolids 4.0 ver figura 47:

Figura 47 Diagrama de momentos



Elaborado por: Kleber Aguilar, Juan Paredes

Donde:

$$M_{\text{máx}} = 524163,75 \text{ N.mm} = 524,1 \text{ N.m}$$

$$R1 = 6353.5 \text{ N}$$

$$R2 = 6353.5 \text{ N}$$

Los valores de momento de inercia de sección circular se obtienen de la figura 48.

Figura 48 Inercias

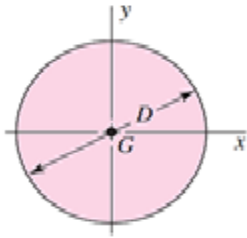


Diagrama de una sección circular de diámetro D y centro G , con ejes x y y centroidales. Las fórmulas de inercia mostradas son:

$$A = \frac{\pi D^2}{4} \quad I_x = I_y = \frac{\pi D^4}{64} \quad I_{xy} = 0 \quad J_G = \frac{\pi D^4}{32}$$

Fuente. (Budynas & Nisbett, 2006,p 564)

Al reemplazar la ecuación 3.43 en la ecuación 3.44:

$$\sigma_x = \frac{Mc}{I}$$

$$\tau_{zx} = \frac{T_r}{J}$$

Y sabiendo que:

$$c = \frac{D}{2}$$

$$r = \frac{D}{2}$$

Se obtiene:

$$\sigma_x = \frac{32M}{\pi D^3}$$

$$\tau_{zx} = \frac{16T}{\pi D^3}$$

Al calcular σ'

$$\sigma' = \sqrt{\left(\frac{32M}{\pi D^3}\right)^2 + 3\left(\frac{16T}{\pi D^3}\right)^2}$$

$$\sigma' = \frac{1}{D^3} \sqrt{\left(\frac{32M}{\pi}\right)^2 + 3\left(\frac{16T}{\pi}\right)^2}$$

$$\sigma' = \frac{1}{D^3} \sqrt{\left(\frac{32 \times 524,16}{\pi}\right)^2 + 3\left(\frac{16 \times 63,63}{\pi}\right)^2}$$

$$\sigma' = \frac{5371,19}{D^3}$$

Se calcula σ' , con un factor de seguridad 2 según como indica la tabla 7 y el límite elástico del acero SAE 4340 ver tabla 8.

Tabla 7 Factores de seguridad n (fs)

Casos	Aplicaciones	[n]
Choques pequeños en el arranque	Motores eléctricos, bombas centrífugas.	1,0 - 1,1
Choques de nivel medio	Máquinas y motores alternativos.	1,2 - 1,5
Choques fuertes con frecuencia media de aplicación	Máquinas de punzonado y corte.	1,5 - 2,0
Choques fuertes con frecuencia alta de aplicación	Prensas de martillo, molinos de bolas.	2,0 - 3,0

Fuente (Cujae, 2005, p 675)

Tabla 8 Propiedades mecánicas (Límite elástico)

Propiedades Mecánicas (aprox. a temperatura ambiente)	Resistencia a la Tensión Mpa (Lb / in ²)	Límite Elástico Mpa (Lb / in ²)	% Elongación en 2.0"	Dureza HBN (HRC)
	850 a 1,000 (123,000 a 142,000)	680 (98,000)	12	247 - 301 (~24 a 32)

Fuente (Norton, 1999, p 367-375)

$$\sigma' = \frac{S_y}{f_s}$$

Ec.3.54

$$\sigma' = \frac{680 \times 10^6 \text{ N/m}^2}{2}$$

$$\sigma' = 340 \times 10^6 \text{ N/m}^2$$

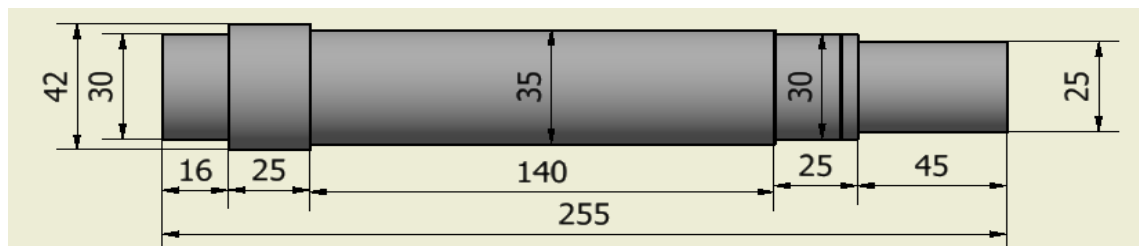
Se calcula el diámetro:

$$D = \sqrt[3]{\frac{5371,19}{340 \times 10^6}}$$

$$D = 0,025 \text{ m} = 25 \text{ mm}$$

Al calcular el diámetro del eje se procede a diseñar con un diámetro de 25 mm ya que es la distancia mínima para el diámetro interno del rodillo como se observa en la figura 49

Figura 49 Diseño del eje



Elaborado por: Kleber Aguilar, Juan Paredes

3.6.1.2 Cálculo de la deflexión del eje

Para el siguiente cálculo es necesario conocer cuáles son las fórmulas que se aplicarían para al calcular la deflexión del eje:

Donde:

σ_x = esfuerzo a la deflexión de eje

M_e = momento del eje

I_e = inercia del eje

S_y = resistencia de fluencia a la tracción (tablas)

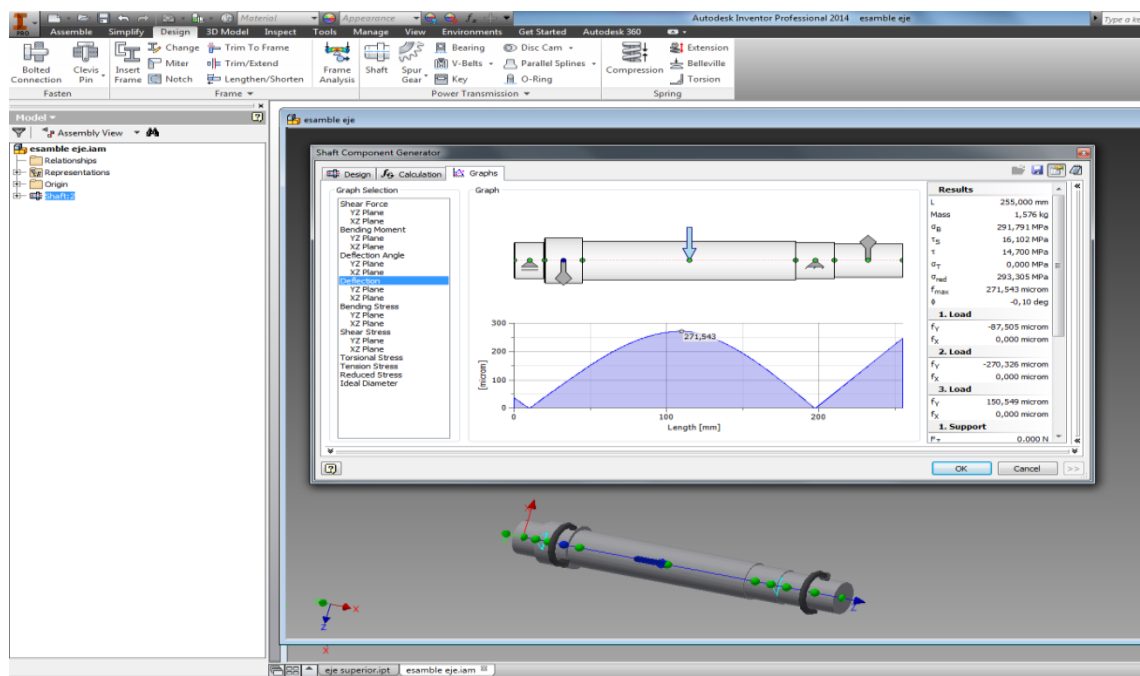
f_s = factor de Seguridad (tablas)

$$\sigma_x = \frac{M_e}{I_e} \quad \text{Ec.3.55}$$

$$\sigma' = \frac{S_y}{f_s} \quad \text{Ec.3.56}$$

En la figura 50 indica la comprobación en Autodesk Inventor utilizando los parámetros anteriormente mencionados:

Figura 50 Deflexión del eje



Elaborado por: Kleber Aguilar & Juan Paredes

Como se puede notar el software, da resultados de deformación lineal (deflexión) de 160 micras, y $0,17^\circ$. Con lo que se puede concluir que el eje no sufrirá deformaciones considerables, y el diseño es seguro.

3.7 Selección de rodamientos

Como indica la figura 51, los rodamientos no se diseñan se seleccionan y los parámetros fundamentales para la selección de dicho elemento son:

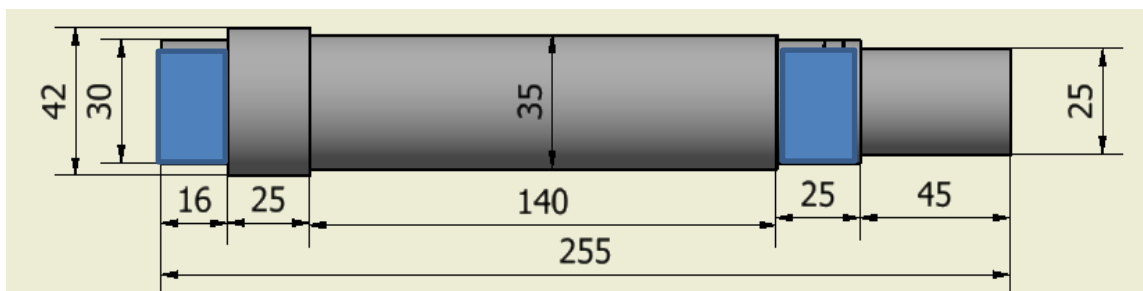
Carga estática

Carga dinámica

Velocidad angular

Tiempo vida

Figura 51 Lugar de rodamientos en el eje



Elaborado por: Kleber Aguilar, Juan Paredes

3.7.1 Análisis previo:

Según la recomendación de distribuidores de rodamientos, catálogos y libros de diseño mecánico, para estos casos es recomendable trabajar con rodamientos de bolas ya que el eje está sometido tanto a cargas axiales como radiales y este tipo de rodamiento es perfecto para soportar dichas cargas.

Se tomara en cuenta también que la velocidad de rotación del eje es relativamente baja (38 rpm), lo que indica que los parámetros para tomar en cuenta son la carga estática y dinámica y el tiempo de vida.

3.7.2 Tiempo de vida del rodamiento

Se estima un tiempo de vida útil de los rodamientos de 720 horas analizando que se trabajara 3 horas en 240 días por ser una máquina con fines didácticos.

3.7.3 Cálculo de carga básica dinámica

Antes de realizar este cálculo es necesario conocer los siguientes datos de las tablas 9 y 10

Fl=factor de esfuerzo dinámico

F_n= factor de velocidad de giro (rodamientos FAG)

Tabla 9 Valores fl para rodamientos de bolas

31: Valores de f_L para rodamientos a bolas									
L_h	f_L	L_h	f_L	L_h	f_L	L_h	f_L	L_h	f_L
h		h		h		h		h	
100	0,585	420	0,944	1 700	1,5	6 500	2,35	28 000	3,83
110	0,604	440	0,958	1 800	1,53	7 000	2,41	30 000	3,91
120	0,621	460	0,973	1 900	1,56	7 500	2,47	32 000	4
130	0,638	480	0,986	2 000	1,59	8 000	2,52	34 000	4,08
140	0,654	500	1	2 200	1,64	8 500	2,57	36 000	4,16
150	0,669	550	1,03	2 400	1,69	9 000	2,62	38 000	4,24
160	0,684	600	1,06	2 600	1,73	9 500	2,67	40 000	4,31
170	0,698	650	1,09	2 800	1,78	10 000	2,71	42 000	4,38
180	0,711	700	1,12	3 000	1,82	11 000	2,8	44 000	4,45
190	0,724	750	1,14	3 200	1,86	12 000	2,88	46 000	4,51

Fuente (FAG, rodamientos, 2010, p.21)

Fl= 1,14

Para la elección de la velocidad de giro se trabaja con las RPM de salida del motor reductor que son 38 RPM y se verifican en la siguiente tabla 10. (rodamientos FAG).

Tabla 10 Valores f_n para rodamientos de rodillos

34: Valores de f_n para rodamientos de rodillos									
n	f_n	n	f_n	n	f_n	n	f_n	n	f_n
min^{-1}		min^{-1}		min^{-1}		min^{-1}		min^{-1}	
10	1,44	55	0,861	340	0,498	1 800	0,302	9500	0,183
11	1,39	60	0,838	360	0,49	1 900	0,297	10000	0,181
12	1,36	65	0,818	380	0,482	2 000	0,293	11000	0,176
13	1,33	70	0,8	400	0,475	2 200	0,285	12000	0,171
14	1,3	75	0,784	420	0,468	2 400	0,277	13000	0,167
15	1,27	80	0,769	440	0,461	2 600	0,270	14000	0,163
16	1,25	85	0,755	460	0,455	2 800	0,265	15000	0,16
17	1,22	90	0,742	480	0,449	3 000	0,259	16000	0,157
18	1,2	95	0,73	500	0,444	3 200	0,254	17000	0,154
19	1,18	100	0,719	550	0,431	3 400	0,25	18000	0,151
20	1,17	110	0,699	600	0,42	3 600	0,245	19000	0,149
22	1,13	120	0,681	650	0,41	3 800	0,242	20000	0,147
24	1,1	130	0,665	700	0,401	4 000	0,238	22000	0,143
26	1,08	140	0,65	750	0,393	4 200	0,234	24000	0,139
28	1,05	150	0,637	800	0,385	4 400	0,231	26000	0,136
30	(1,03)	160	0,625	850	0,378	4 600	0,228	28000	0,133
32	1,01	170	0,613	900	0,372	4 800	0,225	30000	0,13
34	0,994	180	0,603	950	0,366	5 000	0,222	32000	0,127
36	0,977	190	0,593	1 000	0,36	5 500	0,216	34000	0,125
38	0,961	200	0,584	1 100	0,35	6 000	0,211	36000	0,123

Fuente (FAG, rodamientos, 2010, p.21)

$f_n = 0.961$

De la siguiente ecuación se despeja la carga básica dinámica:

Donde:

f_l = coeficiente dinámico

C_r = carga básica dinámica

P = carga total

f_n = factor de velocidad.

$$f_l = \frac{C_r}{P} * f_n \quad \text{Ec.3.57}$$

$$C_r = \frac{f_l}{f_n} * P$$

$$C_r = \frac{1,14}{0,961} * 12707N$$

$$C_r = 15073N$$

3.7.3.1 Carga básica estática.

Para encontrar la carga básica estática se aplica la siguiente ecuación: (ver tabla 11 y 12).

$$C_{or} = F_s * P_o \quad \text{Ec.3.58}$$

Donde:

C_{or} = carga básica estática

P_o = carga total

F_s = factor de esfuerzo estática

Tabla 11 Factor estático

El factor estático f_s es una medida de la seguridad contra las excesivas deformaciones plásticas en las áreas de contacto de los elementos rodantes. Los rodamientos de los rodillos de laminación generalmente no están verificados frente a la seguridad estática. En este caso, sería conveniente: $f_s = 1,8 \dots 2$

Fuente. (FAG, rodamientos, 2010, p. 18)

$$C_{or} = 1,8 * 12707N$$

$$C_{or} = 22877N$$

Tabla 12 Tabla de tipos de rodamientos

Diagramas de los tipos de rodamientos:

- Tipo Abierto:** Muestra las dimensiones B (anchura), r (radio de transición), ϕD (diámetro exterior) y ϕd (diámetro interior).
- Tipo Blindado ZZ:** Muestra un rodamiento con sellos en ambos lados.
- Tipo Sellado Sin Contacto W:** Muestra un rodamiento con sellos en ambos lados sin contacto con la pista.
- Tipo Sellado Con Contacto DD - DDU:** Muestra un rodamiento con sellos en ambos lados con contacto con la pista.
- Con Ranura para Anillo de Fijación N:** Muestra un rodamiento con una ranura para un anillo de fijación.
- Con Anillo de Fijación NR:** Muestra un rodamiento con un anillo de fijación.

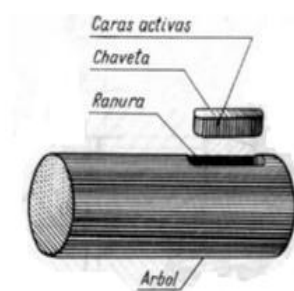
Dimensiones (mm)				Índices de Carga Básica (N)				Factor f_0	Velocidad Límite (rpm)			Números de Rodamiento		
d	D	B	r min.	C_r	C_{0r}	C_r	C_{0r}		Grasa		Aceite	Abierto	Blindado	Sellado
									Abierto Z - ZZ V - VV	DU DDU	Abierto Z			
25	37	7	0.3	4 500	3 150	455	320	16.1	18 000	10 000	22 000	6805	ZZ	DD
	42	9	0.3	7 050	4 550	715	480	15.4	16 000	10 000	19 000	6905	ZZ	VV DDU
	47	8	0.3	8 850	5 600	905	570	15.1	15 000	—	18 000	16005	—	—
	47	12	0.6	10 100	5 850	1 030	585	14.5	15 000	9 500	18 000	6005	ZZ	VV DDU
	52	15	1	14 000	7 850	1 430	800	13.9	13 000	9 000	15 000	6205	ZZ	VV DDU
28	62	17	1.1	20 600	11 200	2 100	1 150	13.2	11 000	8 000	13 000	6305	ZZ	VV DDU
	52	12	0.6	12 500	7 400	1 270	755	14.5	14 000	8 500	16 000	60/28	ZZ	VV DDU
	58	16	1	16 600	9 500	1 700	970	13.9	12 000	8 000	14 000	62/28	ZZ	VV DDU
	68	18	1.1	26 700	14 000	2 730	1 430	12.4	10 000	7 500	13 000	63/28	ZZ	VV DDU
	42	7	0.3	4 700	3 650	480	370	16.4	15 000	9 000	18 000	6806	ZZ	VV DD
30	47	9	0.3	7 250	5 000	740	510	15.8	14 000	8 500	17 000	6906	ZZ	VV DDU
	55	9	0.3	11 200	7 350	1 150	750	15.2	13 000	—	15 000	16006	—	—
	55	13	1	13 200	8 300	1 350	845	14.7	13 000	8 000	15 000	6006	ZZ	VV DDU
	62	16	1	19 500	11 300	1 990	1 150	13.8	11 000	7 500	13 000	6206	ZZ	VV DDU
	72	19	1.1	26 700	15 000	2 720	1 530	13.3	9 500	6 700	12 000	6306	ZZ	VV DDU
32	58	13	1	15 100	9 150	1 530	935	14.5	12 000	7 500	14 000	60/32	ZZ	VV DDU
	65	17	1	20 700	11 600	2 120	1 190	13.6	10 000	7 100	12 000	62/32	ZZ	VV DDU
	75	20	1.1	29 900	17 000	3 050	1 730	13.2	9 000	6 300	11 000	63/32	ZZ	VV DDU

Fuente. (rodamientos, NSK, 2008, p.7)

3.8 Cálculo de chavetas

Las chavetas son uniones fácilmente desmontables, y por lo tanto muy utilizadas en las máquinas que tienen movimiento de giro tal como se observa en la figura 52.

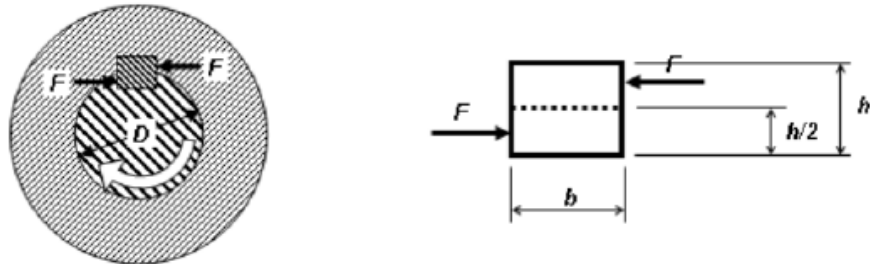
Figura 52 Chavetas



Fuente (chavetas, 2014, p 1)

La chaveta a diseñar ira acoplada entre las catarinas y el rodillo y para su diseño se utiliza la tabla 13, como se muestra la figura 53.

Figura 53 Esquema de chavetas




Fuente (Mecánicos, 2012, p. 1)

Según la norma DIN las dimensiones de la chaveta son según el diámetro del eje:

Diámetro del eje calculado = 25mm

Tabla 13 Diámetro del eje vs Dimensiones de la chaveta

Ø eje d mm desde-hasta	Medidas chaveta b x h mm
17-22	6x6
22-30	8x7
30-38	10x8
38-44	12x8
44-50	14x9



ok

Fuente (dimensiones, 2014, p.1)

Las dimensiones de la chaveta son las siguientes:

$b \times h = 8 \times 7 \text{ mm}$

En la tabla 14 se comprueba que las dimensiones de la chaveta están acorde con el diámetro del eje que es de 25 mm.

Tabla 14 Dimensiones de la chaveta

The image shows a technical drawing of a shaft with a key. It includes a side view, a cross-section A-A, and a detail view B-B. Dimensions shown include shaft diameter d, key width b, key height h, key length l, and keyway depths t1 and t2. The detail view B-B shows the key profile with a fillet radius R=b/2 and a chamfer of 3x45°.

Diámetro del árbol d, mm	Medida nominal de la chaveta, mm		Medida nominal del chavetero, mm				
	b x h	Chaveta S		Profundidad		Radio r	
		máx	mín	En el árbol, t ₁	En el cubo t ₂	máx	mín
6 a 8	2 x 2			1.2	1.0		
8 a 10	3 x 3	0.25	0.16	1.8	1.4	0.16	0.08
10 a 12	4 x 4			2.5	1.8		
12 a 17	5 x 5			3.0	2.3		
17 a 22	6 x 6	0.40	0.25	3.5	2.8	0.25	0.16
22 a 30	7 x 7			4.0	3.3		
22 a 30	8 x 7			4.0	3.3		
30 a 38	10 x 8			5.0	3.3		
38 a 44	12 x 8			5.0	3.3		
44 a 50	14 x 9	0.60	0.40	5.5	3.8	0.40	0.25
50 a 58	16 x 10			6.0	4.3		
58 a 65	18 x 11			7.0	4.4		
65 a 75	20 x 12			7.5	4.9		
75 a 85	22 x 14			9.0	5.4		
85 a 95	25 x 14	0.80	0.60	9.0	5.4	0.60	0.40
95 a 110	28 x 16			10.0	6.4		
110 a 130	32 x 18			11.0	7.4		
130 a 150	36 x 20			12.0	8.4		
150 a 170	40 x 22	1.2	1.00	13.0	9.4	1.0	0.7
170 a 200	45 x 25			15.0	10.4		
200 a 230	50 x 28			17.0	11.4		

OK

Fuente (Slidershare, 2010, p 1)

3.8.1 Comprobación de resistencia de la chaveta

El cálculo de la fuerza cortante que va estar sometida las chavetas es analizada con la siguiente ecuación.

$$F_c = \frac{T}{r} \quad \text{Ec.3.59}$$

Donde:

F_c = fuerza cortante

r = radio del eje

T = torque del rodillo

$$F_c = \frac{7920 \text{ Nmm}}{12.5 \text{ mm}}$$

$$F_c = 633.6 \text{ N}$$

De los resultados anteriores se obtendrá el esfuerzo de la fuerza sobre el área de la chaveta

$$\sigma = \frac{F}{A} \quad \text{Ec.3.60}$$

$$\sigma' = \frac{633.6 \text{ N}}{(8 \times 7) \text{ mm}^2}$$

$$\sigma' = 11.31 \text{ MPa}$$

De la tabla 15 el material a usar es 1045 SAE por ser un acero laminado en caliente con una resistencia ultima de 570 Mpa, se procede a calcular el factor de servicio.

Tabla 15 Características del acero 1045

Tabla A-20

Resistencias mínimas determinísticas a la tensión y a la fluencia ASTM de algunos aceros laminados en caliente (HR) y estirados en frío (CD) [Las resistencias listadas son valores ASTM mínimos estimados en el intervalo de tamaños de 18 a 32 mm ($\frac{3}{4}$ a $1\frac{1}{4}$ pulg). Estas resistencias resultan adecuadas para usarse con el factor de diseño definido en la sección 1-10, a condición que los materiales se ajusten a los requisitos ASTM A6 o A568 o que se requieran en las especificaciones de compra. Recuerde que un sistema de numeración no es una especificación] Fuente: 1986 SAE Handbook, p. 2.15.

1 UNS núm.	2 SAE y/o AISI núm.	3 Procesa- miento	4 Resistencia a la tensión, MPa (kpsi)	5 Resistencia a la fluencia, MPa (kpsi)	6 Elongación en 2 pulg, %	7 Reducción en área, %	8 Dureza Brinell
G10060	1006	HR	300 (43)	170 (24)	30	55	86
		CD	330 (48)	280 (41)	20	45	95
G10100	1010	HR	320 (47)	180 (26)	28	50	95
		CD	370 (53)	300 (44)	20	40	105
G10150	1015	HR	340 (50)	190 (27.5)	28	50	101
		CD	390 (56)	320 (47)	18	40	111
G10180	1018	HR	400 (58)	220 (32)	25	50	116
		CD	440 (64)	370 (54)	15	40	126
G10200	1020	HR	380 (55)	210 (30)	25	50	111
		CD	470 (68)	390 (57)	15	40	131
G10300	1030	HR	470 (68)	260 (37.5)	20	42	137
		CD	520 (76)	440 (64)	12	35	149
G10350	1035	HR	500 (72)	270 (39.5)	18	40	143
		CD	550 (80)	460 (67)	12	35	163
G10400	1040	HR	520 (76)	290 (42)	18	40	149
		CD	590 (85)	490 (71)	12	35	170
G10450	(1045)	HR	570 (82)	310 (45)	16	40	163
		CD	630 (91)	530 (77)	12	35	179
G10500	1050	HR	620 (90)	340 (49.5)	15	35	179
		CD	690 (100)	580 (84)	10	30	197
G10600	1060	HR	680 (98)	370 (54)	12	30	201
G10800	1080	HR	770 (112)	420 (61.5)	10	25	229
G10950	1095	HR	830 (120)	460 (66)	10	25	248

Fuente (Shigley, 2008, p.1020)

$$\sigma = 0.5 \cdot \sigma_{ut} \quad \text{Ec.3.61}$$

$$\sigma = 0.5 \cdot 570 \text{ MPa}$$

$$\sigma = 285 \text{ MPa}$$

$$F_s = \frac{\sigma}{\sigma'} \quad \text{Ec.3.62}$$

$$F_s = \frac{285 \text{ MPa}}{11.31 \text{ MPa}}$$

$$F_s = 25$$

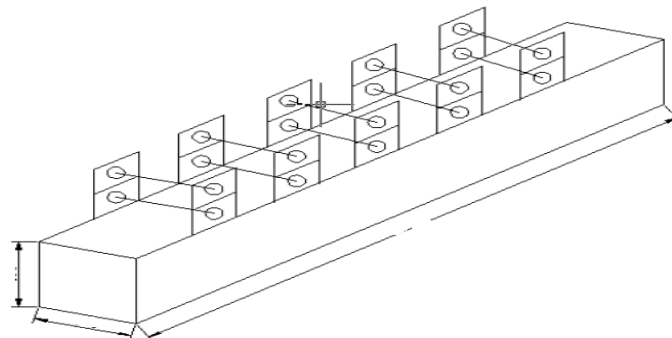
3.9 Análisis estructural

Se procederá al diseño de elementos de la meza para establecer las fuerzas y momentos que estará sometida dicha estructura.

3.9.1 Comportamiento estructural

Para cada perfil estructural que conforma la meza se debe analizar sus dimensiones geométricas para realizar los cálculos necesarios para cada elemento, como muestra la figura 54.

Figura 54 Esquema de la meza



Elaborado por: Kleber Aguilar, Juan Paredes

Donde:

Longitud total de la meza: 1100 mm

Altura de la meza: 750 mm

Ancho de la meza: 320 mm

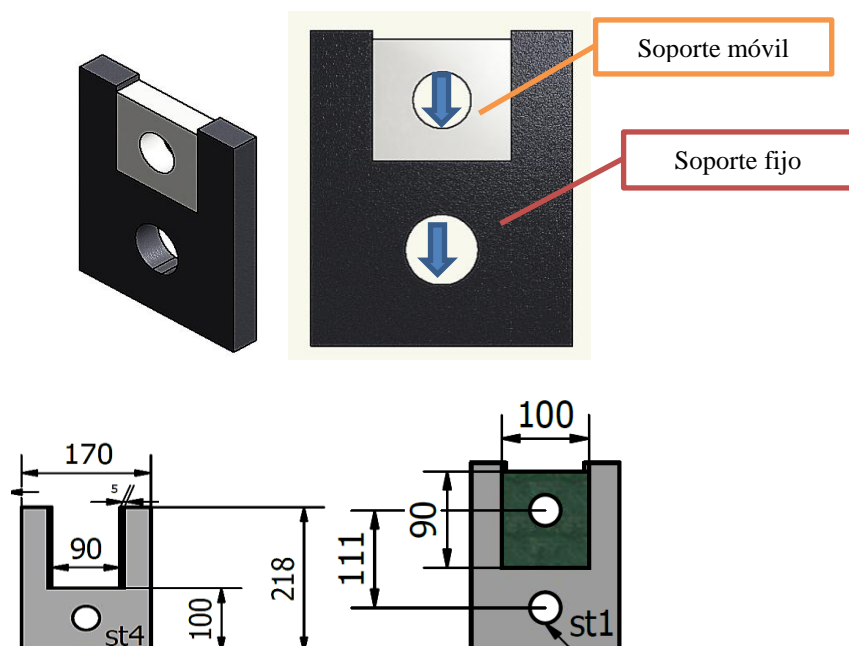
Ancho de los rodillos: 210 mm

Distancia entre rodillos: 190 mm

3.9.2 Estado de cargas de los soporte de ejes

Previo al análisis particular del estado de carga de los elementos que constituye la bancada, es necesario tomar en cuenta que este dispositivo de soporte, es una estructura rígida sometida a carga, como muestra la figura 55.

Figura 55 Diseño de soportes

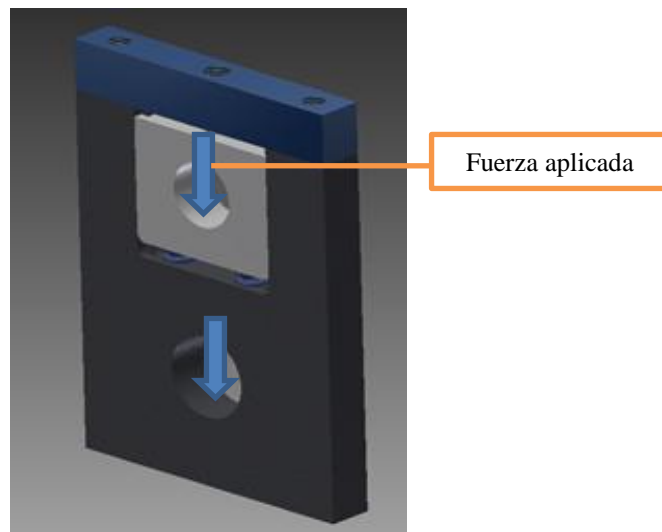


Elaborado por: Kleber Aguilar, Juan Paredes

3.9.3 Diseño soporte móvil

El diseño a corte, la fuerza estará aplicada en el agujero del soporte móvil, como se observa en la figura 56.

Figura 56 Soporte móvil



Elaborado por: Kleber Aguilar, Juan Paredes

Al utilizar la fórmula de esfuerzo cortante se tiene:

$$\tau = \frac{F}{A} \quad \text{Ec. 3.63}$$

Donde:

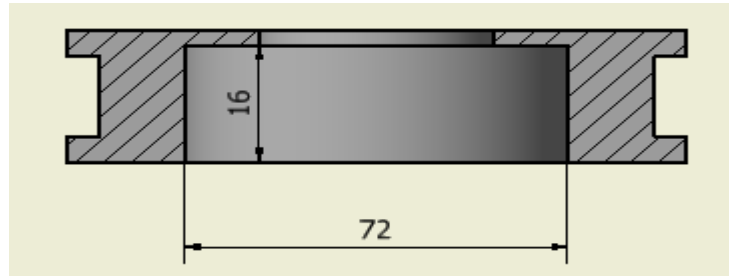
F = fuerza aplicada

A = área del plano del corte

e = espesor

Los lados del área de corte son: 72 mm de largo por 16 mm de ancho como se observan en la figura 57.

Figura 57 Área de corte del soporte móvil



Elaborado por: Kleber Aguilar, Juan Paredes

$$\tau = \frac{3176,75 \text{ N}}{1,152 \times 10^{-3} \text{ e m}^2} \quad \text{Ec. 3.64}$$

Para determinar el espesor, se trabajara con acero ASTM A-36 ($S_y = 36 \text{ ksi} = 248 \text{ MPa}$). Se utiliza también la fórmula del esfuerzo cortante permisible

$$\tau_{\text{perm}} = 0,4 S_y \quad \text{Ec. 3.65}$$

Al igualar las ecuaciones 3.57 y 3.58 se tiene:

$$0,45 S_y = \frac{3176,75 \text{ N}}{1,152 \times 10^{-3} \text{ e}}$$

Despejando el espesor:

$$e = \frac{3176,75 \text{ N}}{1,152 \times 10^{-3} \text{ mm}^2 (0,45 \times 248 \times 10^6 \text{ MPa})}$$

$$e = 25 \text{ mm}$$

Por existencia del material en el mercado se usa placas de 25 mm de espesor, con lo que se calcula el factor de seguridad.

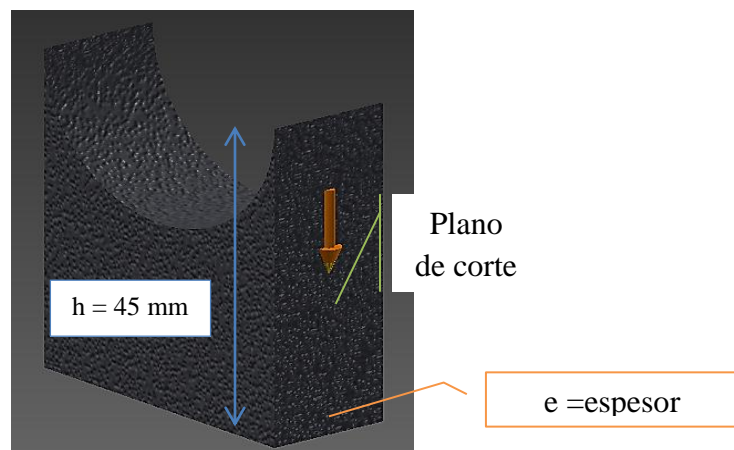
$$\tau = \sigma' = \frac{3176,75 \text{ N}}{1,152 \times 10^{-3} \text{ mm}^2} = 2.76 \text{ MPa}$$

$$f_s = \frac{\sigma}{\sigma'} \quad \text{Ec.3.66}$$

$$f_s = \frac{0,45 \times 248 \text{ MPa}}{2.76 \text{ MPa}} = 40$$

Comprobación en Autodesk Inventor como se muestra en las figura 58, 59 y 60.

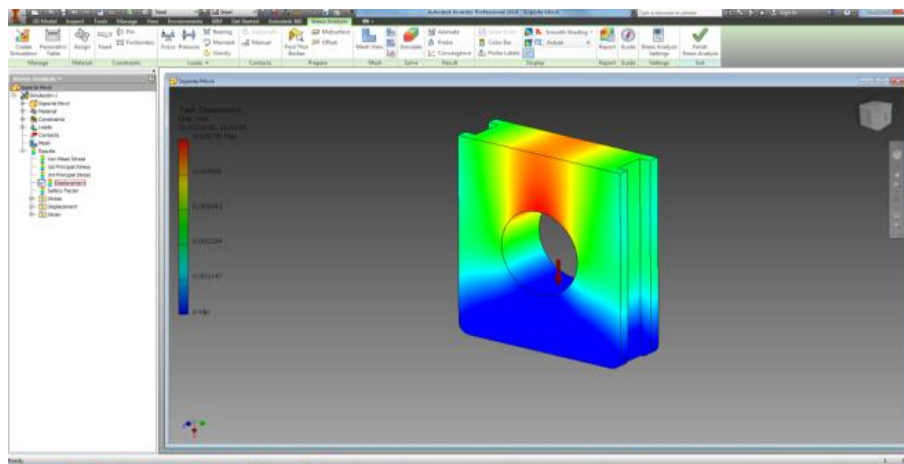
Figura 58 Distancia en corte soporte móvil



Elaborado por: Kleber Aguilar, Juan Paredes

Desplazamientos:

Figura 59 Análisis de fuerza máxima en el soporte móvil (Inventor)



Elaborado por: Kleber Aguilar, Juan Paredes

Figura 60 Tabla de resultados soporte móvil

☐ **Result Summary**

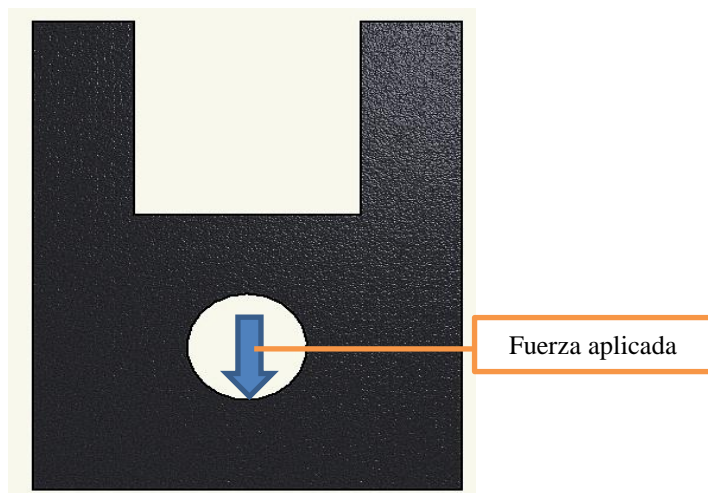
Name	Minimum	Maximum
Volume	658637 mm ³	
Mass	5,1703 kg	
Displacement	0 mm	0,00898206 mm
Safety Factor	3,36161 ul	15 ul

Elaborado por: Kleber Aguilar, Juan Paredes

3.9.4 Diseño de soporte fijo

De igual manera se procede a calcular el diseño a corte, la fuerza aplicada en el agujero del soporte fijo, como se observa en las figuras 61 y 62.

Figura 61 Soporte Fijo



Elaborado por: Kleber Aguilar, Juan Paredes

$$\sigma' = \frac{F}{A} \quad \text{Ec.3.67}$$

$$\sigma' = \frac{3176,75 \text{ N}}{1,152 \cdot 10^{-3} \text{ mm}^2}$$

$$\sigma' = 2,75 \text{ Mpa}$$

De la tabla 16 se procede a calcular con un material de acero 1018 con una resistencia de 440 Mpa

Tabla 15 Resistencia mínima a la tensión y fluencia del acero

Tabla A-20

Resistencias mínimas determinísticas a la tensión y a la fluencia ASTM de algunos aceros laminados en caliente (HR) y estirados en frío (CD) [Las resistencias listadas son valores ASTM mínimos estimados en el intervalo de tamaños de 18 a 32 mm ($\frac{3}{4}$ a $1\frac{1}{4}$ pulg). Estas resistencias resultan adecuadas para usarse con el factor de diseño definido en la sección 1-10, a condición que los materiales se ajusten a los requisitos ASTM A6 o A568 o que se requieran en las especificaciones de compra. Recuerde que un sistema de numeración no es una especificación] Fuente: 1986 SAE Handbook, p. 2.15.

1	2	3	4	5	6	7	8
UNS núm.	SAE y/o AISI núm.	Procesamiento	Resistencia a la tensión, MPa (kpsi)	Resistencia a la fluencia, MPa (kpsi)	Elongación en 2 pulg, %	Reducción en área, %	Dureza Brinell
G10060	1006	HR	300 (43)	170 (24)	30	55	86
		CD	330 (48)	280 (41)	20	45	95
G10100	1010	HR	320 (47)	180 (26)	28	50	95
		CD	370 (53)	300 (44)	20	40	105
G10150	1015	HR	340 (50)	190 (27.5)	28	50	101
		CD	390 (56)	320 (47)	18	40	111
G10180	(1018)	HR	400 (58)	220 (32)	25	50	116
		CD	440 (64)	370 (54)	15	40	126
G10200	1020	HR	380 (55)	210 (30)	25	50	111
		CD	470 (68)	390 (57)	15	40	131
G10300	1030	HR	470 (68)	260 (37.5)	20	42	137
		CD	520 (76)	440 (64)	12	35	149
G10350	1035	HR	500 (72)	270 (39.5)	18	40	143
		CD	550 (80)	460 (67)	12	35	163
G10400	1040	HR	520 (76)	290 (42)	18	40	149
		CD	590 (85)	490 (71)	12	35	170
G10450	1045	HR	570 (82)	310 (45)	16	40	163
		CD	630 (91)	530 (77)	12	35	179
G10500	1050	HR	620 (90)	340 (49.5)	15	35	179
		CD	690 (100)	580 (84)	10	30	197
G10600	1060	HR	680 (98)	370 (54)	12	30	201
G10800	1080	HR	770 (112)	420 (61.5)	10	25	229
G10950	1095	HR	830 (120)	460 (66)	10	25	248

Fuente. (Shigley, 2008, p. 473)

$$\sigma = 0.45 \cdot \sigma_{ut} \quad \text{Ec.3.68}$$

$$\sigma = 0.45 \cdot 440 \text{ Mpa}$$

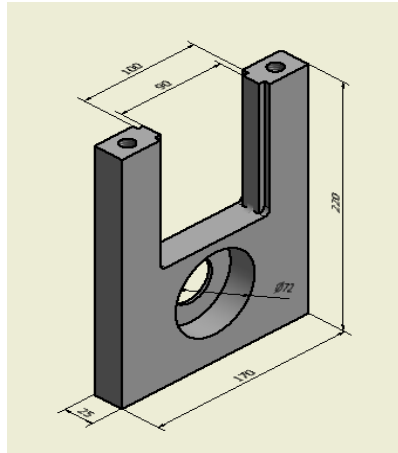
$$\sigma = 198 \text{ Mpa}$$

$$F_s = \frac{\sigma}{\sigma'} \quad \text{Ec.3.69}$$

$$F_s = \frac{198 \text{ Mpa}}{2.76 \text{ Mpa}}$$

$$F_s = 72$$

Figura 62 Medidas del soporte fijo

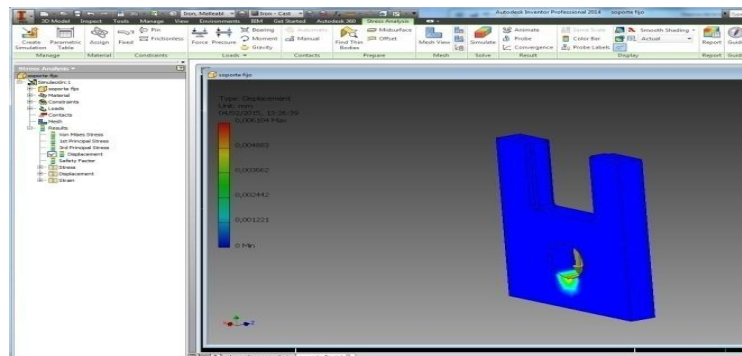


Elaborado por: Kleber Aguilar, Juan Paredes

Comprobación en Autodesk Inventor del soporte fijo con una carga, como se muestra en las figuras 63 y 64.

Desplazamiento

Figura 63 Análisis de desplazamiento del soporte móvil (inventor)



Elaborado por: Kleber Aguilar, Juan Paredes

Figura 64 Tabla de resultados soporte fijo

☐ **Result Summary**

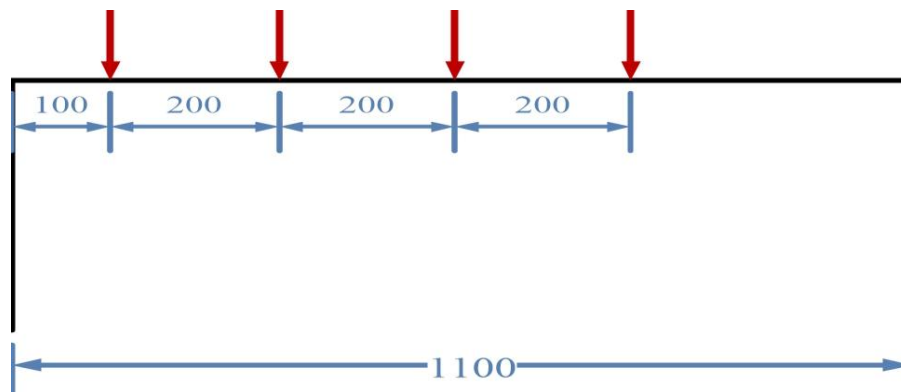
Name	Minimum	Maximum
Volume	658637 mm ³	
Mass	5,1703 kg	
Displacement	0 mm	0,00611168 mm
Safety Factor	3,44311 ul	15 ul

Elaborado por: Kleber Aguilar, Juan Paredes

3.10 Diseño de la bancada

Si bien la mesa tiene una placa, cuya función es distribuir uniformemente las cargas, se analizará la situación más crítica, que es con cargas puntuales provocadas por los apoyos de los rodillos como se observa en las figura 65 y 66.

Figura 65 Análisis de fuerzas en la bancada



Elaborado por: Kleber Aguilar, Juan Paredes

El valor de las cargas aplicadas es el mismo para todas (se aplica el criterio de simetría en el diseño)

$$P = F_{\text{contacto}} + F_{\text{doblado}} + \text{Peso}_{\text{rodillos}} \quad \text{Ec. 3.70}$$

$$P = 7099 + 5575 + 126 = 12800 \text{ N}$$

Se analiza la viga superior:

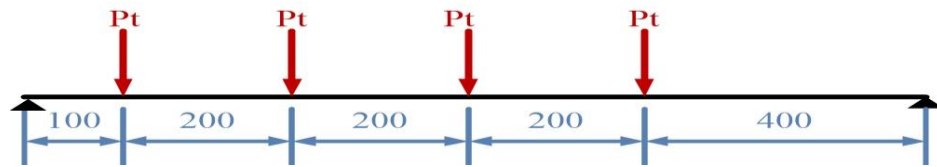
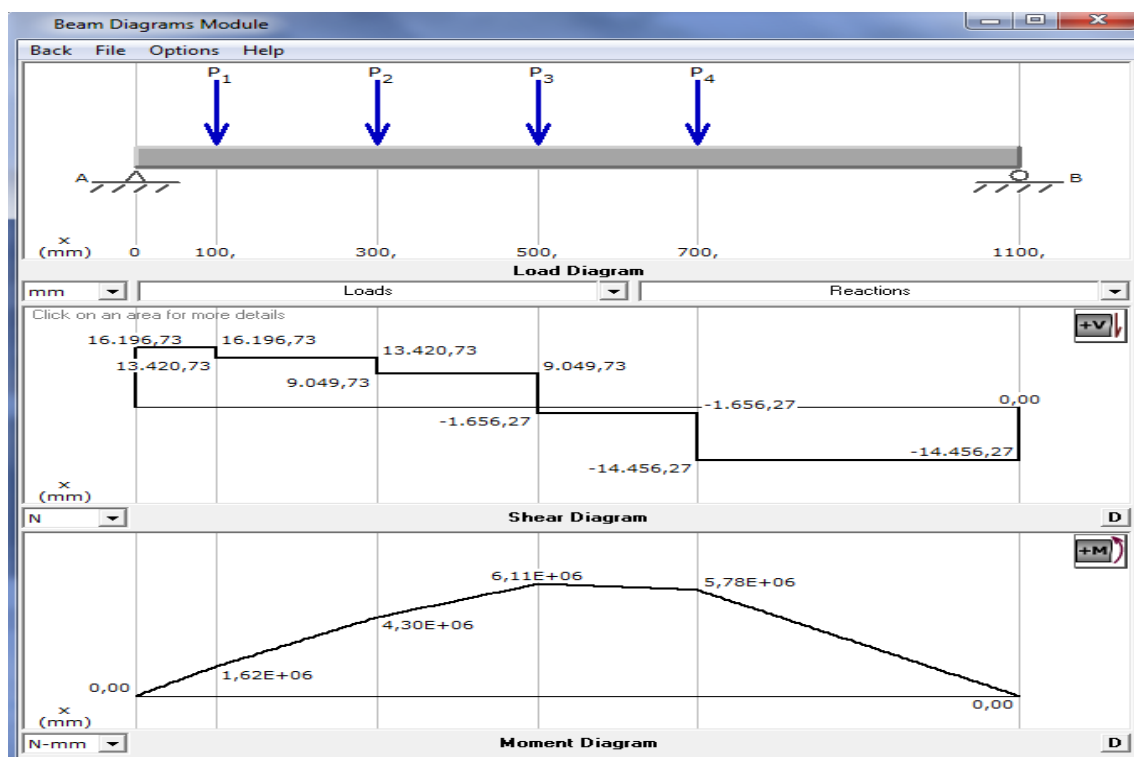


Figura 66 Análisis de diagrama de momentos de la bancada



Fuente Kleber Aguilar, Juan Paredes

De los datos del software, se obtiene:

$$M_{\max} = 6,11 \times 10^6 \text{ N.mm} = 611 \text{ N.m}$$

$$S = 1,34 \text{ plg}^3 = 2,19 \times 10^{-5} \text{ m}^3$$

$$R_a = 16196,73 \text{ N}$$

$$R_b = 14456,27 \text{ N}$$

La placa hace la función de distribuir la carga uniformemente en las cuatro vigas que conforman la parte superior de la mesa, para el diseño se procederá de la siguiente manera:

1) Cálculo de la carga distribuida lineal:

a. Carga total dividida para cada longitud de la viga:

$$P=12800 \text{ N}$$

b. Para vigas largas $L= 1100 \text{ mm} = 1,1 \text{ m}$

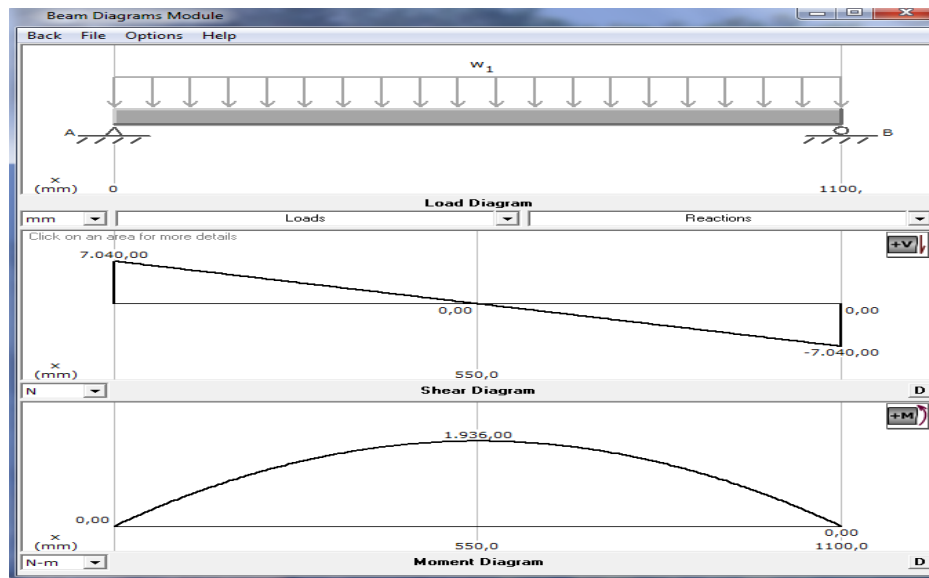
$$w_1 = \frac{12800 \text{ N}}{1,1 \text{ m}} = 11636.36 \text{ N/m}$$

c. Para vigas cortas $L= 320 \text{ mm} = 0,32 \text{ m}$

$$w_2 = \frac{12800 \text{ N}}{0,32 \text{ m}} = 40000 \text{ N/m}$$

Se diseña para la mayor carga distribuida como se observa en la figura 67.

Figura 67 Análisis de la bancada con carga distribuida



Fuente. Kleber Aguilar, Juan Paredes

Donde:

S= módulo de la sección

σ =esfuerzo a flexión

Mmax = 19,36 N.m


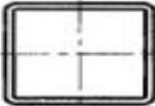
Con un Sy (Resistencia a la tensión del material) = 250MPa

Se despeja S:

$$S = \frac{M}{[\sigma]} = \frac{19,36 \text{ Nm}}{0,6(250 \times 10^6)} = 1.29 \times 10^{-5} \text{ m}^3 = 0,78 \text{ plg}^3 \quad \text{Ec.3.71}$$

Del catálogo AISC, se buscara la selección del tubo calculado (ver tabla 16).

Tabla 16 Tabla de selección de tubos cuadrado

<div style="display: flex; justify-content: space-between; align-items: center;"> <div style="text-align: center;">  <p>HSS4-HSS2</p> </div> <div> <p>Table 1-12 (continued) Square HSS Dimensions and Properties</p> </div> <div style="text-align: center;">  </div> </div>													
Shape	Design Wall Thick- ness, t	Nom- inal WT.	Area, A	b/t	h/t	I	S	r	Z	Work- able Flat	Torsion		Sur- face Area
	in.	lb/ft	in. ²			in. ⁴	in. ³	in.	in. ³	in.	J	C	ft ² /ft
HSS4x4x1/2	0.465	21.50	6.02	5.60	5.60	11.9	5.97	1.41	7.70	—	21.0	11.2	1.20
x3/8	0.349	17.20	4.78	8.46	8.46	10.3	5.13	1.47	6.39	2 ⁵ /16	17.5	9.14	1.23
x5/16	0.291	14.78	4.10	10.7	10.7	9.14	4.57	1.49	5.59	2 ³ /8	15.3	7.91	1.25
x1/4	0.233	12.18	3.37	14.2	14.2	7.80	3.90	1.52	4.69	2 ¹ /8	12.8	6.56	1.27
x3/16	0.174	9.40	2.58	20.0	20.0	6.21	3.10	1.55	3.67	3 ³ /16	10.0	5.07	1.28
x1/8	0.116	6.45	1.77	31.5	31.5	4.40	2.20	1.58	2.56	3 ¹ /8	6.91	3.49	1.30
HSS3 1/2x3 1/2x3/8	0.349	14.65	4.09	7.03	7.03	6.49	3.71	1.26	4.69	—	11.2	6.77	1.07
x5/16	0.291	12.65	3.52	9.03	9.03	5.84	3.34	1.29	4.14	2 ¹ /8	9.89	5.90	1.08
x1/4	0.233	10.48	2.91	12.0	12.0	5.04	2.88	1.32	3.50	2 ³ /8	8.35	4.92	1.10
x3/16	0.174	8.13	2.24	17.1	17.1	4.05	2.31	1.35	2.76	2 ¹ /16	6.56	3.83	1.12
x1/8	0.116	5.60	1.54	27.2	27.2	2.90	1.66	1.37	1.93	2 ¹ /16	4.58	2.65	1.13
HSS3x3x3/8	0.349	12.09	3.39	5.60	5.60	3.78	2.52	1.06	3.25	—	6.64	4.74	0.900
x5/16	0.291	10.53	2.94	7.31	7.31	3.45	2.30	1.08	2.90	—	5.94	4.18	0.917
x1/4	0.233	8.78	2.44	9.88	9.88	3.02	2.01	1.11	2.48	—	5.08	3.52	0.933
x3/16	0.174	6.85	1.89	14.2	14.2	2.46	1.64	1.14	1.97	2 ³ /16	4.03	2.76	0.950
x1/8	0.116	4.75	1.30	22.9	22.9	1.78	1.19	1.17	1.40	2 ¹ /16	2.84	1.92	0.967
HSS2 1/2x2 1/2x5/16	0.291	8.40	2.35	5.59	5.59	1.82	1.46	0.880	1.88	—	3.20	2.74	0.750
x1/4	0.233	7.08	1.97	7.73	7.73	1.63	1.30	0.908	1.63	—	2.79	2.35	0.767
x3/16	0.174	5.57	1.54	11.4	11.4	1.35	1.08	0.937	1.32	—	2.25	1.86	0.784
x1/8	0.116	3.99	1.07	18.6	18.6	0.998	0.799	0.865	0.947	—	1.61	1.31	0.890
HSS2 1/2x2 1/2x1/4	0.233	6.23	1.74	6.66	6.66	1.13	1.01	0.806	1.28	—	1.96	1.85	0.683
x3/16	0.174	4.94	1.37	9.93	9.93	0.953	0.847	0.835	1.04	—	1.60	1.48	0.700
x1/8	0.116	3.47	0.956	16.4	16.4	0.712	0.633	0.863	0.755	—	1.15	1.05	0.717
HSS2x2x1/4	0.233	5.38	1.51	5.58	5.58	0.747	0.747	0.704	0.964	—	1.31	1.41	0.600
x3/16	0.174	4.30	1.19	8.49	8.49	0.641	0.641	0.733	0.797	—	1.09	1.14	0.617
x1/8	0.116	3.04	0.840	14.2	14.2	0.486	0.486	0.761	0.584	—	0.796	0.817	0.633

Fuente. (AISC, 2013,p 342)

Ya seleccionado el tubo cuadrado 2 ½ pulgadas, por existir en el mercado el tubo, se comparara para dicho tubo:

$$S = 0,78 \text{ plg}^3 = 1.29 \times 10^{-5} \text{ m}^3$$

$$M_{\max} = 19.36 \text{ N.m}$$

$$\sigma = \frac{M}{S} \quad \text{Ec. 3.72}$$

$$\sigma = \frac{19,36 \text{ Nm}}{1.29 \times 10^{-5} \text{ m}^3} = 150 \text{ MPa}$$

$$f_s = \frac{0,6 S_y}{\sigma} \quad \text{Ec. 3.73}$$

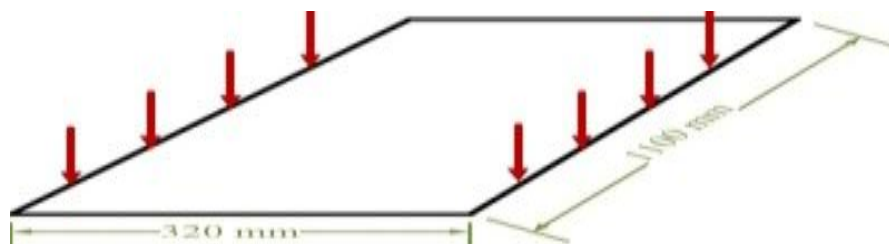
$$f_s = \frac{0,6 (250)}{150} = 1$$

Por lo tanto se trabajará con un tubo cuadrado de 2 ½ “

3.10.1. Diseño de la placa

El diseño de placa, es un elemento estructural que trabaja predominantemente a flexión como muestra la figura 68.

Figura 68 Esquema de cargas distribuidas en la placa plana.



Elaborado por: Kleber Aguilar, Juan Paredes

Para esto se usará la teoría de “Placas Planas” (ver tabla 17).

Tabla 17 Carga distribuida para placas planas

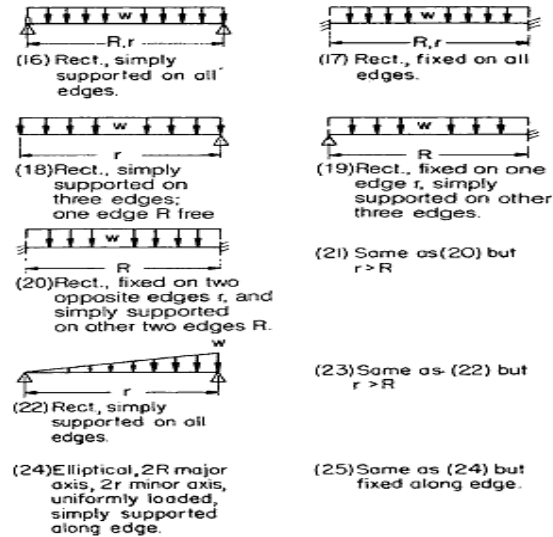


Fig. 5.2.70 Rectangular and elliptical plates. [*R* is the longer dimension except in cases (21) and (23).]

Fuente. (Avallone, Baumeister, & Sadegh, 2007, p 324)

Al no encontrar un estado de carga similar a las muestras presentadas, se realizó el cálculo previo con una placa rectangular apoyada en todos sus extremos, con una carga uniformemente distribuida en toda su superficie.

$$\text{Carga total} = 4 * 12800 = 51200 \text{ N}$$

$$\text{Área} = 1,1 * 0,32 = 0,352 \text{ m}^2$$

$$w_d = \frac{51200 \text{ N}}{0,352 \text{ m}^2} = 145 \text{ MPa}$$

De la fórmula:

$$y_m = k_1 \frac{w_d R^4}{E t^3} \quad \text{Ec. 3.74}$$

Donde:

y_m = deflexión máxima

k_1 = factor de corrección

W_d = carga distribuida

R= largo de la placa

r = ancho de la placa

E= módulo de elasticidad (200 GPa acero A-36)

t= espesor de la placa

Se despeja t:

$$t = \sqrt[3]{\frac{k_1 w_d R^4}{E y_m}} \quad \text{Ec. 3.75}$$

Se toma el valor k_1 de la tabla 18.

Tabla 18 Factor de corrección k_1

Table 5.2.20 Coefficients k and k_1 for Rectangular and Elliptical Plates
($\mu = 0.3$)

Case	R/r									
	1.0		1.5		2.0		3.0		4.0	
	k	k_1	k	k_1	k	k_1	k	k_1	k	k_1
16	0.287	0.0443	0.487	0.0843	0.610	0.1106	0.713	0.1336	0.741	0.1400
17	0.308	0.0138	0.454	0.0240	0.497	0.0277	0.500	0.028	0.500	0.028
18	0.072	0.140	0.700	0.100	0.792	0.105	0.798	0.105	0.800	0.105
19	0.500	0.030	0.670	0.070	0.730	0.101	0.750	0.132	0.750	0.139
20	0.418	0.0209	0.626	0.0582	0.715	0.0987	0.750	0.1276	0.750	0.139
21*	0.418	0.0216	0.490	0.0270	0.497	0.0284	0.500	0.0284	0.500	0.0284
22	0.160	0.0221	0.260	0.0421	0.320	0.0553	0.370	0.0668	0.380	0.0700
23*	0.160	0.0220	0.260	0.0436	0.340	0.0592	0.430	0.0772	0.490	0.0908
24	1.24	0.70	1.92	1.26	2.26	1.58	2.60	1.88	2.78	2.02
25	0.75	0.171	1.34	0.304	1.63	0.379	1.84	0.419	1.90	0.431

* Length ratio is r/R in cases 21 and 23.

Fuente (INTERMEC, 2005, p 1)

Con los datos de la placa 1.1m dividido para 0.32m, se obtendrá el resultado para luego interpolar con los datos de la tabla 19 y como indica la tabla 20.

$$\frac{R}{r} = \frac{1,1}{0,32} = 3,43 \quad \text{Ec.3.76}$$

Tabla 19 interpolación para encontrar el espesor de la placa

R/r	k_1
3	0,1336
3,43	0,14
4	0,14

Elaborado por: Kleber Aguilar, Juan Paredes

Con los datos obtenidos se procede a calcular el espesor de la placa mediante la siguiente tabla 21.

Tabla 20 cálculo de espesor de la placa

k1	Wd	R	R ⁴	E	ym (mm)	ym (m)	t ³	t (m)	t (mm)
0,14	231,2	1,1	1,4641	2,00E+11	0,12	0,00011	2,091E-06	0,012788	12,79
0,14	231,2	1,1	1,4641	2,00E+11	0,11	0,00012	1,917E-06	0,012423	12,42
0,14	231,2	1,1	1,4641	2,00E+11	0,10	0,00013	1,770E-06	0,012096	12,10
0,14	231,2	1,1	1,4641	2,00E+11	0,09	0,00014	1,643E-06	0,0118	11,80

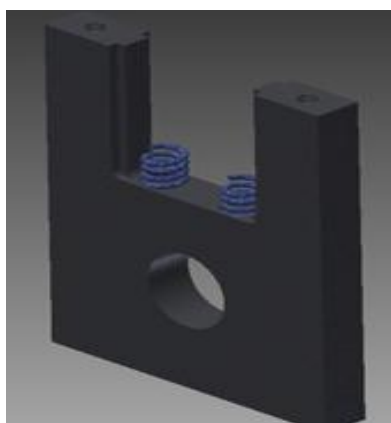
Elaborado por: Kleber Aguilar, Juan Paredes

Se selecciona una plancha de 12 mm de espesor.

3.11 Diseño de los resortes

Los resortes a ocupar en este diseño son de helicoidal a compresión y está apoyada entre el soporte fijo y móvil como muestra la figura 69.

Figura 69 Diseño de los resortes



Elaborado por: Kleber Aguilar, Juan Paredes

Para el diseño de resortes se aplicará la fuerza de trabajo = 3176,75 N (Ec.2.54)

Y la fuerza de trabajo en cada resorte: (para 2 resortes)

$$F_r = \frac{F_t}{2} = \frac{3176,75}{2} = 1588,37 \text{ N} \quad \text{Ec. 3.77}$$

3.11.1 Índice del resorte

Donde:

C= índice del resorte

D=diámetro exterior del resorte

d=diámetro del alambre

$$C = \frac{D}{d} \quad \text{Ec. 3.78}$$

Se recomienda que $4 < C < 12$, se iniciara con un diámetro de resorte menor al del espesor de la placa 25 mm.


$$D = C \times d$$

$$D = 4 \times 5 = 20 \text{ mm}$$

Se analizará con las siguientes combinaciones como indica la tabla 22.

Tabla 21 combinaciones diámetro del alambre

C	D	d
5	20	4,00
5	25	5,00



ok

Elaborado por: Kleber Aguilar, Juan Paredes

3.11.2 Selección de material del resorte.

Se selecciona el material utilizando la tabla 23 y 24 de diseños de resortes

Tabla 22 Diseño de los resortes

Cromo vanadio	UNS G61500 AISI 6150 ASTM 231-41	Ésta es la aleación más popular de acero para resortes en condiciones que implican esfuerzos mayores que los que se pueden emplear con los aceros al alto carbono, y para su uso cuando son necesarias resistencia a la fatiga y alta durabilidad. También sirve para cargas de choque o impacto. Se utilizan ampliamente para resortes de válvulas de motores de aviones y para temperaturas hasta de 220°C (425°F). Disponible en recocido o pre-revenido con tamaños de 0.8" a 12 mm (0.031 a 0.500 pulg) de diámetro.
---------------	----------------------------------------	---------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------

Fuente (Shigley, 2006, p 123-125)

Se calcula el esfuerzo último del material:

$$S_{ut} = \frac{A}{d^m} \quad \text{Ec. 3.79}$$

Donde:

A= valor constante tablas

d = diámetro del alambre

m = exponente (constante)

En la tabla 22 se verifica el tipo de material:

Tabla 23 Resistencia a la tensión del resorte

Tabla 10-4

Constantes A y m de $S_{ut} = A/d^m$ para estimar la resistencia de tensión mínima de alambres para fabricar resortes comunes

Fuente: De Design Handbook, 1987, p. 19. Cortesía de Associated Spring.

Material	ASTM núm.	Exponente m	Diámetro, pulg	A , kpsi · pulg ^m	Diámetro, mm	A , MPa · mm ^m	Costo relativo del alambre
Alambre de piano*	A228	0.145	0.004-0.256	201	0.10-6.5	2 211	2.6
Alambre T y R en aceite [†]	A229	0.187	0.020-0.500	147	0.5-12.7	1 855	1.3
Alambre estirado duro [‡]	A227	0.190	0.028-0.500	140	0.7-12.7	1 783	1.0
Alambre al cromo vanadio [§]	A232	0.168	0.032-0.437	169	0.8-11.1	2 005	3.1
Alambre al cromo silicio	A401	0.108	0.063-0.375	202	1.6-9.5	1 974	4.0
Alambre inoxidable 302*	A313	0.146	0.013-0.10	169	0.3-2.5	1 867	7.6-11
		0.263	0.100-0.20	128	2.5-5	2 065	
		0.478	0.200-0.40	90	5-10	2 911	
Alambre de bronce fosforado**	B159	0	0.004-0.022	145	0.1-0.6	1 000	8.0
		0.028	0.022-0.075	121	0.6-2	913	

Fuente (shigley, 2008, p.507)

$$S_{ut} = \frac{A}{d^m} \quad \text{Ec.3.80}$$

$$A = 2005 \text{ MPa} \cdot \text{mm}^m$$

$$S_{ut} = \frac{2005}{4^{0.168}} = 1588.43 \text{ MPa}$$

Cuando se tiene que diseñar un resorte, es uso común recurrir a coeficientes de minoración para obtener una tensión permisible que para las tensiones de corte tienen las siguientes expresiones:

$$S_{sy} = \tau_{adm} = \begin{cases} 0.45 S_{ut} & \text{acero al carbono estirado en frío} \\ 0.50 S_{ut} & \text{acero templado y revenido y de baja aleación} \\ 0.35 S_{ut} & \text{acero inoxidable y aleaciones no ferrosas} \end{cases}$$

$$S_{sy} = \tau_{adm} = 0.45 S_{ut} \quad \text{Ec. 3.81}$$

$$S_{sy} = \tau_{adm} = 0.45(1588.43 \text{ MPa})$$

$$\tau_{adm} = 714.79 \text{ MPa}$$

Luego se calcula K_B factor de curvatura:

$$K_B = \frac{4C+2}{4C-3} \quad \text{Ec. 3.82}$$

$$K_B = \frac{4(5)+2}{4(5)-3} = 1,29$$

Se calcula la fuerza máxima:

$$F = \frac{\pi d^3 S_{sy}}{8 K_B D} \quad \text{Ec. 3.83}$$

$$F = \frac{\pi (0,004)^3 (714,79 \times 10^6)}{8 (1,29) (0,02)} = 696 \text{ N}$$

Se observa que el resorte soportará la carga de trabajo, por lo que se diseña variando los diámetros de alambre y externo ver tabla 25.

Tabla 24 Fuerza máxima del resorte

d(mm)	D(mm)	C	d(m)	D(m)	KB	Ssy	Pi	F
4	22	5,00	0,004	0,020	1,294	714,79E+06	3,14159265	696
4	25	6.25	0,004	0,025	1,225	714,79E+06	3,14159265	556

ok

Elaborado por: Kleber Aguilar, Juan Paredes

La combinación óptima para soportar la carga de trabajo es:

D (diámetro exterior del resorte)= 22 mm

d (diámetro del alambre del resorte) = 4 mm

3.12 Diseño de pernos

Los pernos a emplear en estas estructuras de acero por su norma general se escogen el de grado 8.8 ya que son adecuados para la unión y tracción (ver la tabla 25).

3.12.1 Fuerza precarga

$$F_M = 0.9 \cdot R_p \cdot A_s \quad \text{Ec. 3.84}$$

Donde:

F_M = fuerza precarga

A_s = área o sección resistente del perno

R_p = límite de fluencia del acero

R = mayor dimensión de la placa

Para encontrar la precarga primero se encuentra el área o sección resistente del perno mediante la siguiente ecuación y tablas de tornillos.

$$A_s = \frac{\pi}{4} \cdot \left(\frac{d_2 + d_3}{2} \right)^2 \quad \text{Ec. 3.85}$$

$$A_s = \frac{\pi}{4} \cdot \left(\frac{10.86 + 10.12}{2} \right)^2$$

$$A_s = 86.38 \text{ mm}^2$$

Reemplazo valores de la ecuación 3.68 en la Ec 3.57

$$F_M = 0.9 \cdot R_p \cdot A_s$$

$$F_M = 0.9 \cdot 640 \text{ N/mm}^2 \cdot 86.38 \text{ mm}^2$$

$$F_M = 50 \text{ KN}$$

Tabla 25 Grado del perno

GRADO	DIAMETRO DEL TORNILLO (mm)						
	12	14	16	20	22	24	27
4.6	21,71	29,55	38,60	60,32	72,98	86,86	109,93
5.6	27,14	36,95	48,25	75,40	91,23	108,57	137,41
6.8	32,57	44,33	57,90	90,48	109,48	130,28	164,89
8.8	43,43	59,11	77,21	120,64	145,97	173,72	219,86
10.9	54,28	73,89	96,50	150,80	182,46	217,14	274,82

Fuente. (Ingemecánica, 2010,p 2)

3.12.2 Resistencia a cortante

La resistencia a cortante viene dada por la siguiente expresión según la calidad del tornillo como indica la tabla 26 y 27.

Tabla 26 Limite elástico del tornillo

Valores nominales del límite elástico f_{yb} y de la resistencia a tracción última f_{ub} de tornillos							
Tipo de tornillo	4.6	4.8	5.6	5.8	6.8	8.8	10.9
f_{yb} (N/mm ²)	240	320	300	400	480	640	900
f_{ub} (N/mm ²)	400	400	500	500	600	800	1000

Fuente Norton, 2013,p. 34

$$F_v, Rd = \frac{0.6 \cdot f_{ub} \cdot A_s}{\gamma_{Mb}} \quad \text{Ec. 3.86}$$

$$F_v, Rd = \frac{0.6 \cdot 800 \text{ N/mm}^2 \cdot 86.38 \text{ mm}^2}{1.25}$$

$$F_v, Rd = 33.16 \text{ KN}$$

Tabla 27 Diámetro del tornillo

DIÁMETRO (mm)	A_s (mm ²)	GRADO			
		4.6	5.6	8.8	10.9
12	84,3	24,28	30,35	48,56	60,70
16	157	45,22	56,52	90,43	113,04
20	245	70,56	88,20	141,12	176,4
22	303	87,26	109,08	174,53	218,16
24	353	101,66	127,08	203,33	254,16
27	456	131,33	164,16	262,66	328,30

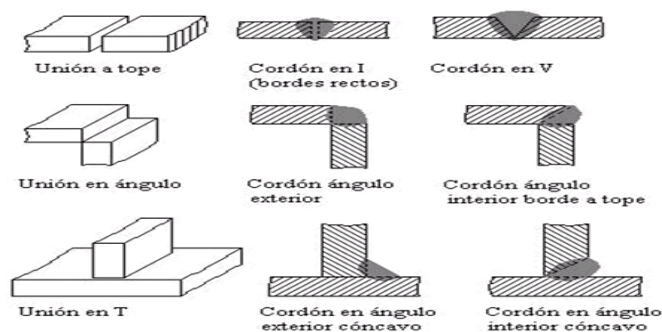
ok

Fuente (Ingemecánica, 2010,p 2)

3.13 Diseño por soldadura

Tipos de cordones de soldadura (ver figura 69)

Figura 69 Tipos de soldaduras



Fuente (ZABARA, 1989,p. 1-2-3)

3.13.1 Análisis de soldadura

Con los dato de la tabla 29 y 30 (Resistencia a la tensión del material del electrodo) = 427 MPa se procede a calcular la fuerza permisible por longitud unitaria para un electrodo E-60XX.

Tabla 28 Propiedades del material de aporte

Tabla 9-3

Propiedades mínimas
del metal de aporte

Número de electrodo AWS*	Resistencia a la tensión, kpsi (MPa)	Resistencia a la fluencia, kpsi (MPa)	Elongación porcentual
E60xx	62 (427)	50 (345)	17-25
E70xx	70 (482)	57 (393)	22
E80xx	80 (551)	67 (462)	19
E90xx	90 (620)	77 (531)	14-17
E100xx	100 (689)	87 (600)	13-16
E120xx	120 (827)	107 (737)	14

ok

Fuente (soldadura p. , 2014, p. 472)

3.13.1.1 Características del electrodo escogido

Tabla 29 Características del electrodo E-6011

INDURA PUNTO AZUL		Clasificación AWS: E-6011
<ul style="list-style-type: none"> ✓ Electrodo para acero al carbono ✓ Corriente alterna ✓ Revestimiento: Blanco ✓ Con hierro en polvo 	<ul style="list-style-type: none"> ✓ Punto: Azul ✓ Toda posición ✓ Corriente continua. Electrodo positivo 	
<p>Descripción</p> <p>El nuevo Punto Azul posee una formulación moderna capaz de brindar las más altas exigencias de trabajo. Su arco suave y estable lo hace de fácil aplicación, en cualquier posición, logrando óptima calidad en la unión. Esta nueva fórmula entrega además las siguientes características:</p> <ol style="list-style-type: none"> 1. Alta velocidad de soldadura 2. Depósitos lisos 3. Bajo chisporroteo 4. Bajo índice de humos 5. Fácil remoción de escoria 6. Excelente penetración 		
<p>Usos</p> <p>Es un electrodo de uso general en aceros dulces, especialmente cuando es necesario soldar chapas y perfiles delgados.</p> <p>Aplicaciones típicas</p> <ul style="list-style-type: none"> • Marcos de ventana • Fabricación de rejas • Estanques • Planchas galvanizadas • Estructuras • Reparaciones generales <p>Procedimiento para soldar</p> <p>Debe seguirse el mismo procedimiento utilizado para soldar un electrodo E-6010 ó E-6011.</p>		

Fuente. (INDURA, 2010, p 5)

Es necesario conocer primero el área de soldadura en donde se va a realizar el esfuerzo normal (ver tabla 30 y figura 70).

Tabla 30 Cargas constantes permisibles

Tabla 9-6

Cargas constantes permisibles y tamaños mínimos de soldadura de filete

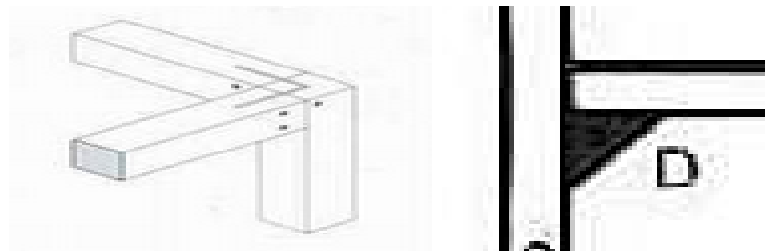
Programa A: carga permisible para varios tamaños de soldadura de filete

	Nivel de resistencia del metal de aporte (EXX)						
	60*	70*	80	90*	100	110*	120
Esfuerzo cortante permisible en la garganta, ksi (1 000 psi) de soldadura de filete o soldadura de muesca con penetración parcial							
$\tau =$	18.0	21.0	24.0	27.0	30.0	33.0	36.0
Fuerza unitaria permisible en soldadura de filete, kip/pulg lineal							
$^{\dagger}f =$	12.73 h	14.85 h	16.97 h	19.09 h	21.21 h	23.33 h	25.45 h
Tamaño del cateto h, pulg	Fuerza unitaria permisible para varios tamaños de soldaduras de filete kip/pulg lineal						
1	12.73	14.85	16.97	19.09	21.21	23.33	25.45
7/8	11.14	12.99	14.85	16.70	18.57	20.41	22.27
3/4	9.55	11.14	12.73	14.32	15.92	17.50	19.09
5/8	7.96	9.28	10.61	11.93	13.27	14.58	15.91
1/2	6.37	7.42	8.48	9.54	10.61	11.67	12.73
7/16	5.57	6.50	7.42	8.35	9.28	10.21	11.14
3/8	4.77	5.57	6.36	7.16	7.95	8.75	9.54
5/16	3.98	4.64	5.30	5.97	6.63	7.29	7.95
1/4	3.18	3.71	4.24	4.77	5.30	5.83	6.36
3/16	2.39	2.78	3.18	3.58	3.98	4.38	4.77
1/8	1.59	1.86	2.12	2.39	2.65	2.92	3.18
1/16	0.795	0.930	1.06	1.19	1.33	1.46	1.59

*En realidad, las soldaduras de filete fueron ensayadas por el AISC-WWS Task Committee.
 $^{\dagger}f = 0.707h\tau_{\text{per}}$

Fuente (Shigley, 2008, p. 473)

Figura 70 Zonas críticas de soldadura



Fuente (soldadura p. , 2014, p. 472)

Se analiza primero calculando el área, utilizando la siguiente ecuación:

$$A = \cos 45^\circ \cdot h \cdot l \quad \text{Ec. 3.87}$$

Donde:

A=área del cordón de soldadura

h=tamaño del cateto (garganta)

l=longitud del cordón (tubo cuadrado)

$$A = \cos 45^\circ \cdot 7.93 \text{ mm} \cdot 63,5 \text{ mm}$$

$$A = 356 \text{ mm}^2$$

Se calcula el esfuerzo normal de soldadura con la siguiente ecuación:

$$\sigma = \frac{F}{A} \quad \text{Ec. 3.88}$$

$$\sigma = \frac{7099 \text{ N}}{356 \text{ mm}^2}$$

$$\sigma = 20 \text{ MPa}$$

Se realiza el siguiente análisis:

$$\sigma = S_y$$

Donde:

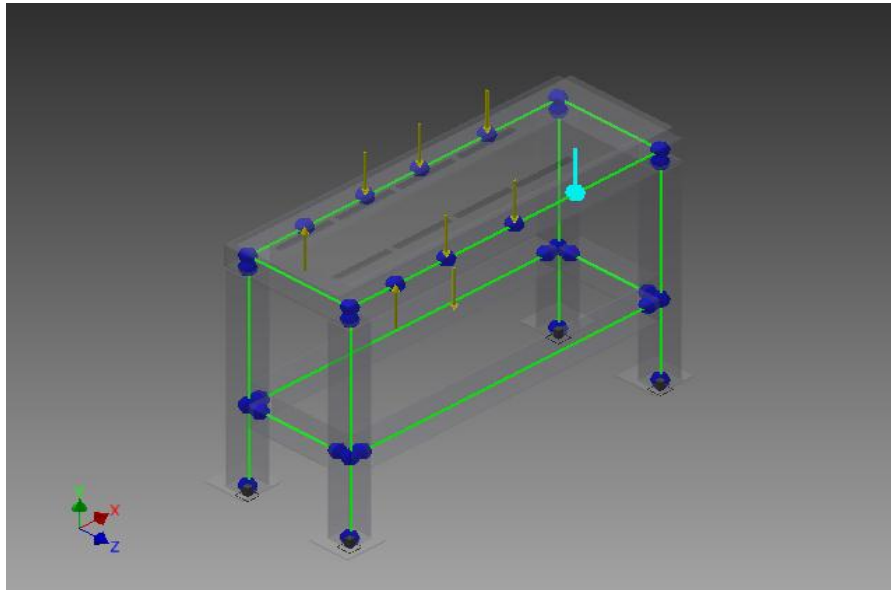
$S_y = 427 \text{ MPa}$ resistencia del material del electrodo

$$427 \text{ MPa} = 20 \text{ MPa}$$

Es satisfactorio ya que la unión de la soldadura $S_y \geq \sigma$

Diseño de soldadura mediante autodesk inventor en las cuales se utilizó la carga critica de la estructura como muestran las figuras 71y 72.

Figura 71 Puntos críticos de soldadura de la bancada (inventor)



Elaborado por: Kleber Aguilar, Juan Paredes

Figura 72 Resultados de análisis de Soldadura críticas en Inventor

Results

Static Result Summary

Name		Minimum	Maximum
Displacement		0,000 mm	0,230 mm
Forces	Fx	-3709,349 N	4048,251 N
	Fy	-3887,529 N	3872,725 N
	Fz	-1953,649 N	4091,333 N
Moments	Mx	-570198,968 N mm	603875,486 N mm
	My	-568903,618 N mm	553769,241 N mm
	Mz	-4876,126 N mm	17544,983 N mm
Normal Stresses	Smax	-4,497 MPa	29,245 MPa
	Smin	-31,731 MPa	2,030 MPa
	Smax(Mx)	0,000 MPa	30,483 MPa
	Smin(Mx)	-30,483 MPa	-0,000 MPa
	Smax(My)	0,000 MPa	28,718 MPa
	Smin(My)	-28,718 MPa	-0,000 MPa
	Saxial	-4,629 MPa	2,210 MPa

Elaborador por: Kleber Aguilar, Juan Paredes

CAPITULO IV

CONSTRUCCIÓN DE LA MAQUINA

4.1. Construcción de los rodillos y ejes

En primer lugar se procede a la adquisición del material para la fabricación de los ejes y rodillos conformadores para posteriormente cilindrar en los tornos convencionales, hasta llegar a la forma deseada para cada paso de los rodillos, la necesidad de obtener dicha máquina es que los conformadores tengan un buen acabado y así conseguir que la superficie del material no sufra de rayones para obtener una buena presentación, las características del material tanto de los rodillos como de los ejes debe ser de acero especial SAE 4337, se requiere una máquina que pueda proveer una excelente precisión (ver figura 73).

Figura 73 Forma del rodillo conformador



Elaborado por: Kleber Aguilar, Juan Paredes

Para la construcción de los ejes de igual manera, se procede a cilindrar en torno convencional para dar la forma deseada, aunque el acabado superficial del eje no está

exigente, pero si se requiere de una buena precisión para evitar la existencia de juego del interior del rodillo como también de los rodamientos y piñones (ver figura 74).

Figura 74 Forma del eje



Elaborado por: Kleber Aguilar, Juan Paredes

4.2. Construcción de soportes fijos y móviles

La construcción de los soportes es de material SAE 1018, para luego ser maquinada en la fresadora para dar la forma al soporte y la ranura por donde se deslizara la placa móvil, luego dar el alojamiento de buen acabado superficial y precisión que conectarán con los rodamientos, también se realizará el roscado en la parte superior donde se conectarán con la tapa del sistema del tornillo de regulación

Para el acabado superficial de la ranura, debe ser de buen deslizamiento entre el soporte y la placa móvil para así evitar la existencia de juego de las piezas a montar (ver figura 75).

Figura 75 Forma del soporte fijo



Elaborado por: Kleber Aguilar, Juan Paredes

Para la construcción de la placa móvil también es de material SAE 1018 con las dimensiones necesarias, luego maquinada en la fresadora para formar las ranuras laterales que van acopladas y se deslizará en el soporte, también se fresará el alojamiento con acabado superficial para el rodamiento, así mismo se necesitará una buena precisión para evitar el juego entre estas piezas (ver figura 76).

Figura 76 Forma del soporte móvil



Elaborado por: Kleber Aguilar, Juan Paredes

4.3. Construcción de la estructura.

La estructura es una parte importante para el buen funcionamiento de la máquina perfiladora, se usara la estructura metálica de tubo de sección cuadrada con las especificaciones AISC 2 ½" * 2 ½" * 1/8" para luego cortarlos a la medida necesaria y soldarlos manualmente con electrodo E-60XX soldadura tipo SMAW, y finalmente pintarla a pistola de aire (ver figura 77).

Figura 77 Forma de la estructura de la mesa

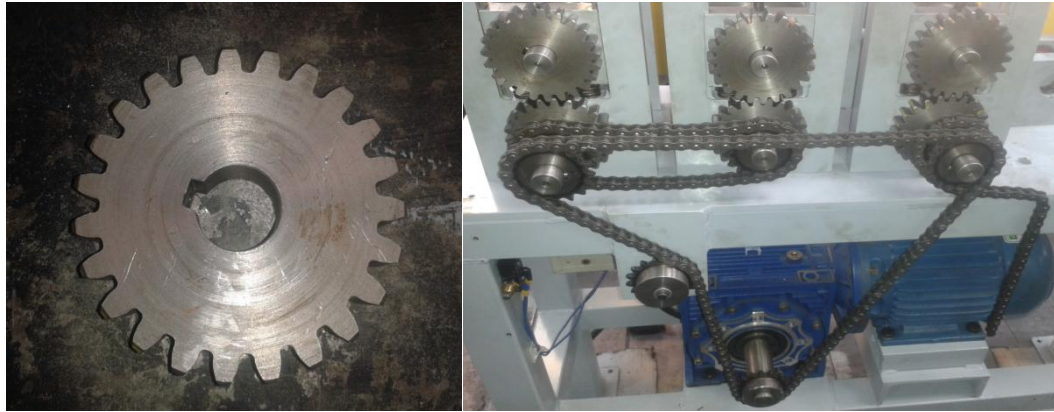


Elaborado por: Kleber Aguilar, Juan Paredes

4.4. Construcción de elementos sistema motriz

Los elementos que componen el sistema motriz de la máquina perfiladora serán comprados, ya que son improductivos al fabricarlos, ya que su disponibilidad en el mercado es amplia, excepción de los piñones rectos que si serán construidos. Tal como son en los casos del motor eléctrico, coronas, cadenas, rodamientos, pernos y de más artículos (ver figura78).

Figura 78 Elementos sistema motriz (piñón dentado)



Elaborado por: Kleber Aguilar, Juan Paredes

4.5. Montaje general de los elementos de la máquina.

Una vez que las piezas han sido construidos y los elementos que se compró para la máquina se procede a su respectivo montaje.

Como primer lugar se armará la estructura metálica asegurándose que este perfectamente nivelada. Posteriormente se suelda una placa sobre la mesa para que quede uniforme.

En segundo lugar se sujetaran los soportes izquierdos, asegurando las distancias entre centros de los rodillos a la mesa de la estructura metálica con los pernos especificados cerciorándose además que estos deben estar con su respectivo rodamiento y ejes.

Ya instalados los soportes a la estructura se acoplaran a estos los rodillos conformadores inferiores, para así colocar todos los elementos sobre la mesa de la estructura metálica, una vez hecho esto colocamos el soporte derecho así mismo en la mesa con su respectivos rodamientos y lo insertamos en el extremo libre del eje.

A continuación se colocarán los rodillos conformadores superiores con su respectivos rodamientos, teniendo este montaje se procede a insertar a través de la guía las placas móviles en los soportes con el tornillo regulador y su respectiva tapa, para luego continuar el mismo paso para las otras estaciones.

Una vez montados los soportes sobre la estructura metálica con los ejes, rodillos conformadores y rodamientos se procederá a colocar los piñones y las catarinas en los extremos libres de los ejes inferiores y superiores, para todo el proceso de conformado

Se debe tomar en cuenta que los rodillos estén bien centrados tanto en los ejes como los rodillos para evitar que el perfil a conformar sufra alguna deformación (ver figura 79,80 y 81).

Figura 79 Montaje general de la máquina

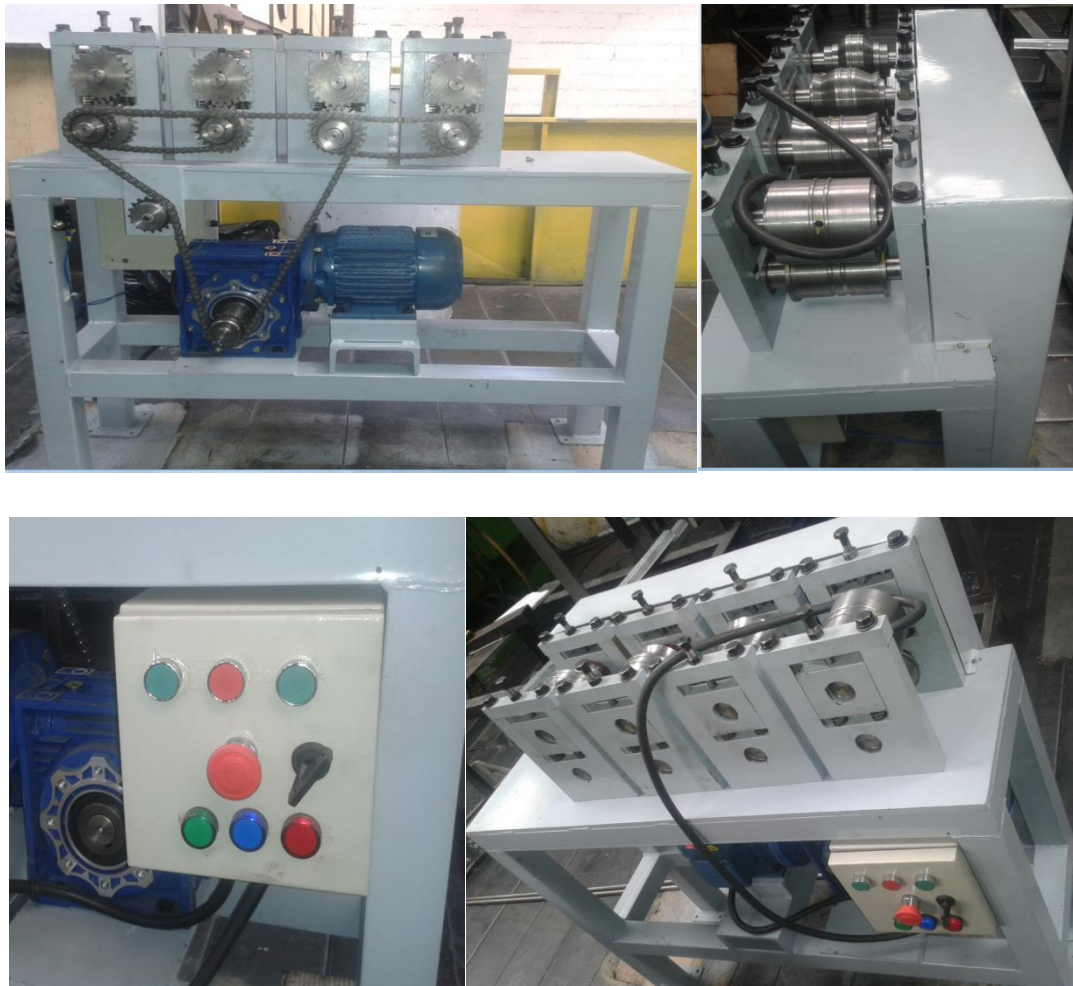


Figura 80 Proceso del perfilado



Elaborado por: **Kleber Aguilar, Juan Paredes**

Figura 81 lámina conformada



Elaborado por: **Kleber Aguilar, Juan Paredes**

CAPÍTULO V

COSTOS ESTIMADOS PARA LA CONSTRUCCIÓN DE LA PERFILADORA

5.1.- Introducción

Para determinar el costo total de la construcción de la perfiladora, se analizaron tablas de costo de mano de obra, costo de materiales, costo estimado de sueldos para el diseño además se consideró un valor adicional de imprevistos para la construcción de la máquina.

Se consideró además que los costos totales para la construcción de la perfiladora se dividen en costos directos e indirectos.

5.2 Análisis de costos directos.

Los costos directos son:

- Costos de materia prima.
- Costo de elementos por catálogos
- Costo de mano de obra (mecanizado y montaje).

5.2.1 Costos de materia prima.

Los materiales directos son todos aquellos materiales primordiales que van a ser empleados en la construcción de los diferentes elementos de la máquina.

En la tabla 31 se presenta los materiales utilizados para la construcción de la máquina perfiladora con sus respectivos costos.

Tabla 31 Costos de materia prima

COSTO DE MATERIA PRIMA						
CANT	DESCRIPCIÓN	NORMA	MEDIDAS (mm)	UNIDAD	PRECIO UNITARIO USD	PRECIO TOTAL USD
2	Acero redondo	4340 /705	φ 45x 305	Kg	13.410	26.82
2	Acero redondo	4340 /705	φ 45x 260	Kg	11.645	23.29
4	Acero redondo	4340 /705	φ 45x 230	Kg	10.323	41.29
8	Acero redondo	4340 /705	φ 120x 110	Kg	36.043	288.35
1	Acero redondo	4340 /705	φ 38x 240	Kg	7.760	7.76
8	Acero redondo	4340 /705	φ 100x 22	Kg	4.825	38.60
1	Acero 760 /1045 chaveta	SAE	10	Kg	0.980	0.98
8	Acero 760 /1045 cuadrado	SAE	25	Kg	2.447	19.58
8	plancha 1018	SAE	220x170x25	Kg	15.350	122.80
8	plancha 1018	SAE	105x85x25	Kg	3.820	30.60
1	plancha 1018	SAE	1100x320x10	Kg	55.250	55.25
1	Plancha laminado en frio	ASTM A-36	1030x950x1.4	Kg	16.415	16.41
1	tubo cuadrado	ASTM A-36	60x6000x2	Kg	22.400	22.40
1	tubo cuadrado	ASTM A-36	60x2000x2	Kg	9.820	9.82
1	plancha 1018	SAE	320x220x6	Kg	3.310	3.31
4	plancha 1018	SAE	120x120x6	Kg	0.710	2.84
1	UPN	ASTM A-36	320x160x65	Kg	7.760	7.76
2	UPN	ASTM A-36	160x80x45	Kg	1.740	3.42
					Subtotal	721.28
					12% IVA	86.55
					Total	\$ 807.84

Elaborado por: Kleber Aguilar, Juan Paredes

5.2.2 Costos de elementos por catálogo.

Estos costos corresponden a todos los materiales o elementos disponibles en el mercado bajo dimensiones o parámetros normalizados (ver tabla 32).

Tabla 32 Costos por catálogos

COSTO DE MATERIAS POR CATALOGOS					
CANT	DESCRIPCIÓN	MEDIDAS (mm)	UNIDAD	PRECIO UNITARIO USD	PRECIO TOTAL USD
12	piñón sencillo (catarinas)	ϕ 83x23	Unidad	6.26	75.17
2	cadena Paso 40 (1/2)	ANSI 40	Unidad	21.005	42.01
16	rodamientos HCH	6206 2RS	Unidad	1.93	30.97
4	candado sencillo Paso 40 (1/2)	ANSI 40	Unidad	1.107	4.43
4	candado medio Paso 40 (1/2)	ANSI 40	Unidad	0.452	1.81
16	Resortes	ϕ 22x26	Unidad	1.50	24.00
1	Motor reductor ortogonal 3HP	MOTOV NMRV	Unidad	1.008	1,008.00
16	Pernos cabeza Allen	M12x1.75x 50	Unidad	0.46	7.36
16	Pernos hexagonal	M12x1.75x50	Unidad	0.27	4.32
8	Pernos hexagonal	M12x1.75x75	Unidad	0.44	3.52
8	Pernos hexagonal	M10x1.5x40	Unidad	0.16	1.28
32	prisioneros	M8x.251x10	Unidad	0.04	1.28
8	Tuercas	M10x1.5	Unidad	0.15	1.20
32	Arandelas planas SAE	½”	unidad	0.04	1.28
32	Arandelas de presión SAE	½ “	unidad	0.05	1.60
8	Arandelas planas SAE	7/16”	Unidad	0.03	0.24
8	Arandelas de presión	3/8”	Unidad	0.05	0.40
1	Botonera Fuerza metal	30A, 600V	Unidad	5.71	5.71
1	Enchufe Caucho	3x50A, 250V	Unidad	8.35	8.35
1	Cable eléctrico concéntrico	3x12 AWG	Unidad	3.16	9.48
1	Accesorios eléctricos		Unidad	250.00	250.00
				subtotal	1482.01
				12% IVA	177.84
				Total	\$ 1659.85

Elaborado por: Kleber Aguilar, Juan Paredes

5.2.3 Costo de construcción.

En el costo de construcción de la máquina se va incluir el costo de la mano de obra de cada operación realizada, de igual manera se tiene que incluir los costos de montaje y armado de la máquina. (ver tabla33).

Y se calcula basándose en el tiempo requerido para la construcción de los elementos.

Tabla 33 Costos de construcción

COSTO DE MANO DE OBRA								
ITEM	CANT	DENOMINACIÓN	MÁQUINA	HORAS /MAQ	VALOR USD	HORAS/HOM	VALOR UNITARIO USD	COSTO TOTAL USD
1	8	Maquinado de rodillos	Torno	48 horas	12	48 horas	1,8	576
			Fresadora	2 horas	2	2 horas	1,8	5,8
			Mortajadora	20 horas	10	20 horas	1,8	200
2	8	Maquinado de ejes	Torno	18 horas	12	18 horas	1,8	217,8
			Fresadora	6 horas	15	6 horas	1,8	90
3	8	Maquinado soporte fijo	Fresadora	33.5 horas	15	33.5 horas	1,8	504,3
			Torno	10 horas	12	10 horas	1,8	121,8
4	8	Maquinado soporte móvil	Fresadora	12 horas	15	12 horas	1,8	180
			Torno	8 horas	12	8 horas	1,8	96
5	4	Placas bases estructura	Cortadora	0.5 horas	3	0.5 horas	1,8	3,3
			Taladro	0.5 horas	2	0.5 horas	1,8	2,8
			Soldadura	1 hora	5	1 hora	1,8	6,8
6	1	Placa base mesa	Autógena	0.5 horas	8	0.5 horas	1,8	5,8
			Taladro	1 hora	2	1 hora	1,8	3,8
			Soldadura	1 hora	5	1 hora	1,8	6,8
7	1	Estructura mesa	Cortadora	2 horas	3	2 horas	1,8	10,8
			Soldadura	3 horas	5	3 horas	1,8	16,8
8	3	Bases motor reductor	Cortadora	1 hora	3	1 hora	1,8	4,18
			Soldadura	1 hora	5	1 hora	1,8	6,18
9	1	Placa tensora	Cortadora	0.5 horas	3	0.5 horas	1,8	3,3
			Soldadura	0.5 horas	5	0.5 horas	1,8	4,3
			Fresadora	1 hora	15	1 hora	1,8	16,8
10	1	Tornillo tensora	Torno	2 horas	12	2 horas	1,8	25,8
11	8	Maquinado ruedas dentadas	Torno	7 horas	12	7 horas	1,8	85,8
			Fresadora	6 horas	15	6 horas	1,8	91,8
			Taladro	2 horas	2	2 horas	1,8	5,8
			Mortajadora	4 horas	10	4 horas	1,8	41,8
Total								2334.36

Elaborado por: Kleber Aguilar, Juan Paredes

5.2.4 Costos directo total.

Para calcular estos costos es necesario realizar la suma de los materiales directos, los elementos directos y todo lo que son costos del maquinado de piezas (ver tabla 34).

Tabla 34 Costos directo total

COSTO DIRECTO TOTAL	VALOR TOTAL USD
Materia prima	\$ 807,84
Material por catalogo	\$ 1659,85
Mano de obra	\$ 2334,36
Subtotal	\$ 4802,05

Elaborado por: Kleber Aguilar, Juan Paredes

5.3 Análisis de costos indirectos.

Estos costos se toman en cuenta los siguientes parámetros.

- Costos de materiales indirectos.
- Costo de diseño.
- Gastos indirectos.

5.3.1 Costo de materiales indirectos.

Estos costos nos indican los materiales o herramientas que se emplean para la construcción de la máquina (ver tabla 35).

Tabla 35 Materiales indirectos

GASTOS INDIRECTOS DE FABRICACION				
DETALLE	CANTIDAD	UNIDAD	COSTO UNITARIO USD	COSTO TOTAL USD
Disco de corte	2	Unidad	\$ 5,45	\$ 10,9
Limpiador desoxidante	1	unidad	\$ 9	\$ 9
Pintura de fondo	0.25	galón	\$ 12	\$ 12
Pintura de acabado	0.25	galón	\$ 12	\$ 12
electrodo 6011	1	Kg	\$ 3,8	\$ 3,8
			Subtotal	\$ 47,7

Elaborado por: Kleber Aguilar, Juan Paredes

5.3.2 Costo de diseño.

El costo de diseño nos indica el porcentaje de ganancia que se obtendrá de la máquina construida, tomando como base el costo de la máquina. Entre estos factores a considerar para establecer el valor del porcentaje se tiene (ver tabla 36 y 37):

Complejidad de la máquina.

Disponibilidad en el mercado.

A referencia de este valor se maneja dentro de un 15 – 20 %.

Al ser una máquina de poca demanda en el medio tomaremos una utilidad del 20%.

Costo de diseño = Costo directo total x 20%.

Costo de diseño = 4802,05 x 0,2%.

Costo de diseño = 960.41 USD.

5.3.3 Gastos indirectos.

Se toma en cuenta los valores empleados en transporte personal y de materiales, se asumirá un costo estimado de 50 dólares.

5.3.4 Costo total indirecto.

Tabla 36 Costo total indirectos

COSTO TOTAL DE INDIRECTOS	VALOR TOTAL USD
Materiales indirectos	47,7
Costo de diseño	960,41
Gastos indirectos	50
Subtotal	1058,11

Elaborado por: Kleber Aguilar, Juan Paredes

5.4 Costo total de la máquina.

Tabla 37 Costo total de la máquina

COSTO TOTAL DE LA MÁQUINA	VALOR USD
Costos directos	4802,05
Costos indirectos	1058,11
Costo total de la máquina	5860,16

Elaborado por: Kleber Aguilar, Juan Paredes

CONCLUSIONES

- Se cumplió con el objetivo del presente proyecto, el de diseñar y construir una máquina perfiladora de cuatro estaciones.
- El conformado por rodillos resultó muy versátil porque ofrece una variedad de formas que se pueden dar al material.
- El uso de catarinas y cadenas como métodos de transmisión, brindó facilidad en su movimiento, ya que ofrece un buen rendimiento dentro de los parámetros analizados.
- La selección del motor reductor, se realizó en base al torque que debía vencer para arrastrar el material a deformarse a través de los rodillos y no a la potencia que se requiere.
- Durante el proceso de conformado de los rodillos de las estaciones 3 y 4 es donde se obtuvo la fuerza máxima sobre la lámina debido a los bordes laterales que mantienen mayor contacto, entonces, fueron estos rodillos los que se consideraron como críticos al momento del diseño.
- Para el diseño y construcción de la máquina nos apoyamos con software tales como Autodesk Inventor, AutoCAD Mechanical y MDSolid 3.5 que nos permitieron analizar los puntos críticos de diseño con un 15% de error sobre el resultado obtenido que nos garantizó una gran confiabilidad en el diseño.

RECOMENDACIONES

- Los rodillos deben tener un excelente acabado superficial para que los perfiles a producir tengan de igual manera un buen acabado y sean fácil de maquinar.
- La máquina perfiladora puede funcionar sin ninguna novedad si en algún momento se desea implementar un sistema de automatización por PLC o producción en serie ya que la misma se diseñó con los más altos factores de seguridad.
- El sistema de rodillos utilizado para el perfilado nos permite realizar algunos cambios en las medidas del perfil tomando en cuenta el desmontaje de los rodillos y reemplazándolos por otros, con este cambio se tendría como resultado el cambio en el largo del material como también el ancho y espesor de la lámina a perfilar.
- Para garantizar que el trabajo sea de calidad, es necesario cumplir con las especificaciones de espesor de la plancha de 07 a 1mm, ya que al no considerar esto puede provocar un mal funcionamiento o falla prematura en los elementos utilizados.
- Se debe utilizar métodos preventivos que involucren registros de cada revisión, tomando como guía el manual de mantenimiento donde nos indica que cada revisión sería de forma anual por motivo de ser esta una máquina que tiene fines didácticos.
- Colocar lo más centrado posible la lámina o fleje, en el ingreso de la máquina a través de guías para que no se produzcan deformaciones que debe cumplir el perfil
- Mantener siempre las medidas de seguridad industrial durante la operación, mantenimiento y limpieza de la máquina para evitar accidentes

- Observar la correcta alineación de los soportes laterales, con el fin de conseguir un avance continuo del material al deformar.

LISTA DE REFERENCIAS

- BOHLER. (2005). Manual de aceros especiales, bronce y tratamientos térmicos. Ecuador. Del Castillo.
- Hamrock B. J. (2000). Elementos de máquinas. México. Graw Hill.
- INEN CPE 002. (1987). Código de práctica para dibujo técnico-mecánico. Ecuador. Inen.
- Majumdar S.R. (2003). Sistemas neumáticos, principios y mantenimiento. México. Mc Graw Hill.
- Mirolubov I. (1978). Problemas de resistencia de materiales. Moscú. Mir.
- Moot R. (2009). Resistencia de materiales. México. Editorial Pearson Educación.
- Norton R. (2006). Diseño de elementos de máquina. México. Pearson Educación.
- Plaza A. (2009). Apuntes de desarrollo de productos mecánicos. Elementos de máquina. Lulu. México. Stown Educación.
- Pytel S. (1987). Resistencia de materiales. México. Alfa Omega.
- Schaum. (1971). Diseño de máquinas. México. Mc Graw Hill.
- Shigley. (2008). Diseño en Ingeniería mecánica. México. Mc Graw Hill.
- Timoshenko S. (1975). Teoría de láminas y placas. México. Urmo.
- Manual de construcción de aceros. AISC.

Páginas de Internet

- Cálculo de la longitud de la cadena... - intermec

http://www.intermec.com.co/pdf/calculo_longitud_cadena.pdf.

- Rodamientos FAG de ampuestas de laminación

http://www.schaeffler.com/remotemedien/media/_shared_media/08_media_library/01_publications/schaeffler_2/publication/downloads_18/wl_17200_4_es_es.pdf

- Rodamientos de bola ranura profunda

[runurahttp://www.nskamericas.com/cps/rde/xbcr/na_es/Rodamientos_-_Rod.Bolas_Ranura_Profunda_%28B4-B45%29.LR.pdf](http://www.nskamericas.com/cps/rde/xbcr/na_es/Rodamientos_-_Rod.Bolas_Ranura_Profunda_%28B4-B45%29.LR.pdf)

- diseño de uniones atornillas

<http://ingemecanica.com/tutorialsemanal/tutorialn32.html>-ingemaecanica uniones atornilladas

ANEXOS

ANEXO 1 TABLA DE VALORES DE LOS COEFICIENTES.

Tablas de valores de los coeficientes

- Coeficientes de rozamiento por deslizamiento para diferentes materiales

Superficies en contacto	m_k
Acero sobre acero	0.18
Acero sobre hielo (patines)	0.02-0.03
Acero sobre hierro	0.19
Hielo sobre hielo	0.028
Patines de madera sobre hielo y nieve	0.035
Goma (neumático) sobre terreno firme	0.4-0.6
Correa de cuero (seca) sobre metal	0.56
Bronce sobre bronce	0.2
Bronce sobre acero	0.18
Roble sobre roble en la dirección de la fibra	0.48

Fuente: Koshkin N. I., Shirkévich M. G.. *Manual de Física Elemental*. Editorial Mir 1975.

- Coeficientes de rozamiento estático y cinético

Superficies en contacto	m_s	m_k
Cobre sobre acero	0.53	0.36
Acero sobre acero	0.74	0.57
Aluminio sobre acero	0.61	0.47
Caucho sobre concreto	1.0	0.8
Madera sobre madera	0.25-0.5	0.2
Madera encerada sobre nieve húmeda	0.14	0.1
Teflón sobre teflón	0.04	0.04
Articulaciones sinoviales en humanos	0.01	0.003

Fuente: Serway R. A.. *Física*. Editorial McGraw-Hill. (1992)

Fuente. (rozamiento, 2014, p.1)

ANEXO 2 TABLA DE SELECCIÓN DE NÚMERO DE DIENTES CATARINAS

Tabla 17-22

Factores de corrección de dientes, K_f

Número de dientes en catarina impulsora	Potencia preextremo, K_f	Potencia posextremo, K_f
11	0.62	0.52
12	0.69	0.59
13	0.75	0.67
14	0.81	0.75
15	0.87	0.83
16	0.94	0.91
17	1.00	1.00
18	1.06	1.09
19	1.13	1.18
20	1.19	1.28
N	$(N_1/17)^{1.08}$	$(N_1/17)^{1.5}$

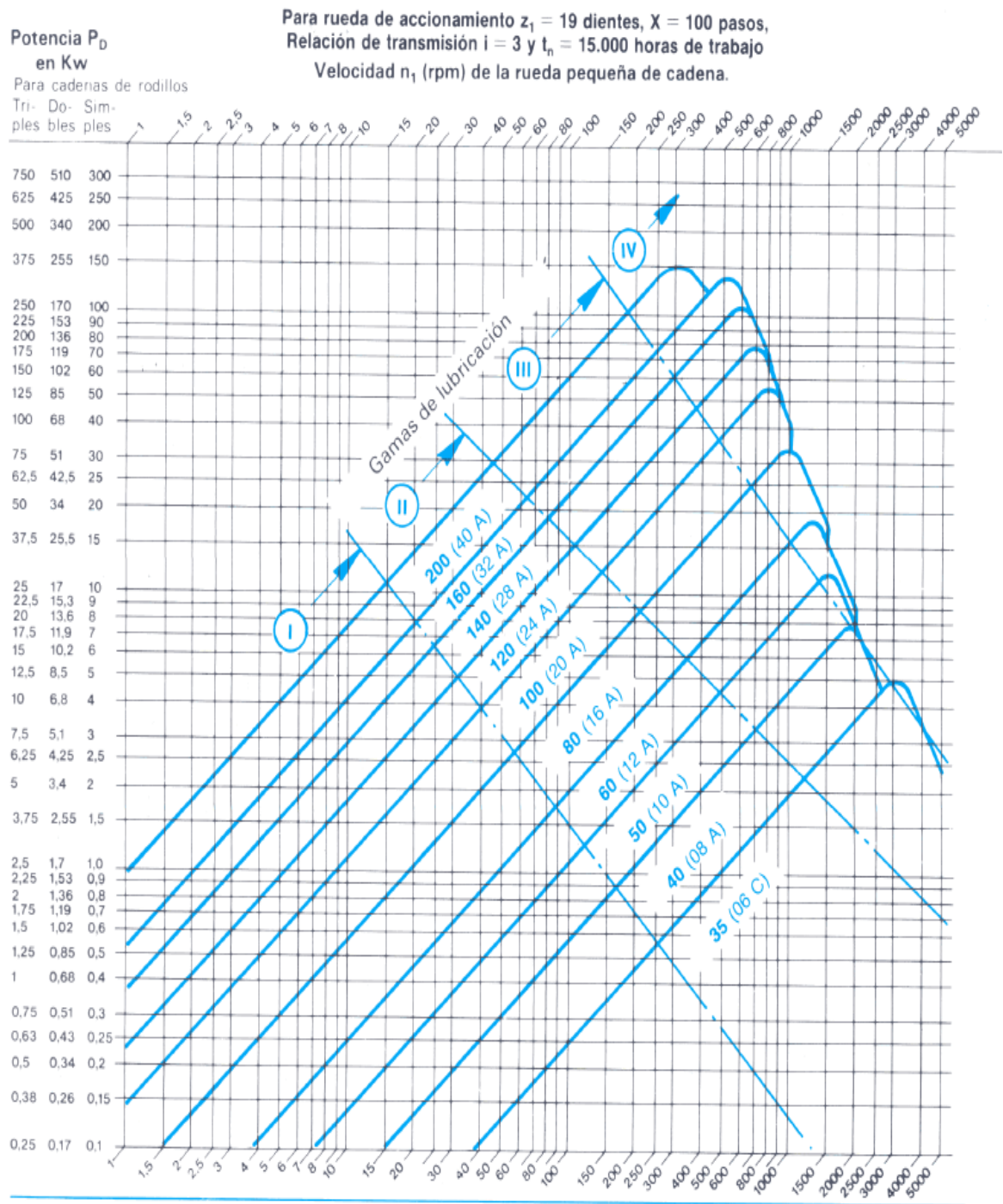
Fuente (Shigley, 2008, p 893)

ANEXO 3 SELECCIÓN PASO DE LA CADENA

Número de cadena ANSI	Paso, pulg (mm)	Ancho, pulg (mm)	Resistencia mínima a la tensión, lb (N)	Peso promedio, lb/ft (N/m)	Diámetro del rodillo, pulg (mm)	Espaciamento de hilos múltiples, pulg (mm)
25	0.250 (6.35)	0.125 (3.18)	780 (3 470)	0.09 (1.31)	0.130 (3.30)	0.252 (6.40)
35	0.375 (9.52)	0.188 (4.76)	1 760 (7 830)	0.21 (3.06)	0.200 (5.08)	0.399 (10.13)
41	0.500 (12.70)	0.25 (6.35)	1 500 (6 670)	0.25 (3.65)	0.306 (7.77)	—
40	0.500 (12.70)	0.312 (7.94)	3 130 (13 820)	0.42 (6.13)	0.312 (7.92)	0.566 (14.38)
50	0.625 (15.88)	0.375 (9.52)	4 880 (21 700)	0.69 (10.1)	0.400 (10.16)	0.713 (18.11)
60	0.750 (19.05)	0.500 (12.7)	7 030 (31 300)	1.00 (14.6)	0.400 (11.91)	0.897 (22.78)
80	1.000 (25.40)	0.625 (15.88)	12 500 (55 600)	1.71 (25.0)	0.625 (15.87)	1.153 (29.29)
100	1.250 (31.75)	0.750 (19.05)	19 500 (86 700)	2.58 (37.7)	0.750 (19.05)	1.409 (35.76)
120	1.500 (38.10)	1.000 (25.40)	28 000 (124 500)	3.87 (56.5)	0.875 (22.22)	1.789 (45.44)
140	1.750 (44.45)	1.000 (25.40)	38 000 (169 000)	4.95 (72.2)	1.000 (25.40)	1.924 (48.87)
160	2.000 (50.80)	1.250 (31.75)	50 000 (222 000)	6.61 (96.5)	1.125 (28.57)	2.305 (58.55)
180	2.250 (57.15)	1.406 (35.71)	63 000 (280 000)	9.06 (132.2)	1.406 (35.71)	2.592 (65.84)
200	2.500 (63.50)	1.500 (38.10)	78 000 (347 000)	10.96 (159.9)	1.562 (39.67)	2.817 (71.55)
240	3.00 (76.70)	1.875 (47.63)	112 000 (498 000)	16.4 (239)	1.875 (47.62)	3.458 (87.83)

Fuente (Shigley, 2008, p. 473)

ANEXO 4 SELECCIÓN DE POTENCIA DE DISEÑO Y VELOCIDAD DEL PIÑÓN



Fuente. (cadena de rodillos , 2014,p. 7)

ANEXO 5 SELECCIÓN DEL VALOR K PARA LA LONGITUD DE LA CADENA

**TABLAS DE LOS VALORES DE K
SEGUN SEA LA CANTIDAD D**

D	K	D	K	D	K	D	K	D	K	D	K	D	K	D	K
1	0.03	25	15.83	49	60.82	73	134.99	97	208.33	121	370.86	145	532.57	169	723.46
2	0.10	26	17.12	50	63.33	74	138.71	98	243.27	122	377.02	146	539.94	170	732.05
3	0.23	27	18.47	51	65.88	75	142.84	99	248.26	123	383.22	147	547.36	171	740.60
4	0.41	28	19.86	52	68.49	76	146.31	100	253.30	124	389.48	148	554.83	172	749.37
5	0.63	29	21.30	53	71.15	77	150.18	101	258.39	125	395.79	149	562.36	173	758.11
6	0.91	30	22.80	54	73.85	78	154.11	102	263.54	126	402.14	150	569.93	174	766.90
7	1.24	31	24.34	55	76.62	79	158.09	103	268.73	127	408.55	151	577.53	175	775.74
8	1.62	32	25.94	56	79.44	80	162.11	104	273.97	128	415.01	152	585.23	176	784.63
9	2.05	33	27.58	57	82.30	81	166.19	105	279.27	129	421.52	153	592.96	177	793.57
10	2.53	34	28.28	58	85.21	82	170.32	106	284.67	130	428.08	154	600.73	178	802.57
11	3.06	35	31.03	59	88.17	83	174.50	107	290.01	131	434.69	155	608.56	179	811.61
12	3.65	36	32.83	60	91.19	84	178.73	108	295.45	132	441.36	156	616.44	180	820.70
13	4.28	37	34.68	61	94.25	85	183.01	109	300.95	133	448.07	157	624.37	181	829.85
14	4.96	38	36.58	62	97.37	86	187.34	110	306.50	134	454.83	158	632.35	182	839.04
15	5.70	39	38.53	63	100.54	87	191.73	111	312.09	135	461.64	159	640.38	183	848.29
16	6.48	40	40.53	64	103.75	88	196.16	112	317.74	136	468.51	160	648.46	184	857.58
17	7.31	41	42.58	65	107.02	89	200.64	113	323.44	137	475.42	161	656.59	185	866.93
18	8.17	42	44.68	66	110.34	90	205.18	114	329.19	138	482.39	162	664.77		
19	9.14	43	46.84	67	113.71	91	209.76	115	334.99	139	489.41	163	673.00		
20	10.13	44	49.04	68	117.13	92	214.40	116	340.84	140	496.47	164	681.28		
21	11.17	45	51.29	69	120.60	93	219.08	117	346.75	141	503.59	165	689.62		
22	12.26	46	53.60	70	124.12	94	223.82	118	352.70	142	510.76	166	698.00		
23	13.40	47	55.95	71	127.69	95	228.61	119	358.70	143	517.98	167	706.44		
24	14.59	48	58.36	72	131.31	96	233.44	120	364.76	144	525.25	168	714.99		

Fuente. (Correa, 2010, p 22)

ANEXO 6 TABLA DE MOMENTOS DE INERCIA

Tabla A-18

Propiedades
geométricas

Parte 1 Propiedades de las secciones

A = área

G = ubicación del centroide

$I_x = \int y^2 dA$ = segundo momento de área con respecto al eje x

$I_y = \int x^2 dA$ = segundo momento de área con respecto al eje y

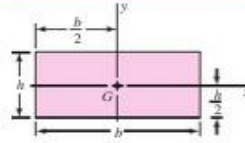
$I_{xy} = \int xy dA$ = momento mixto de área con respecto a los ejes x y y

$J_G = \int r^2 dA = \int (x^2 + y^2) dA = I_x + I_y$

= segundo momento polar de área con respecto al eje que pasa por G

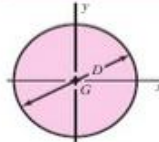
$k_x^2 = I_x / A$ = radio de giro al cuadrado con respecto al eje x

Rectángulo



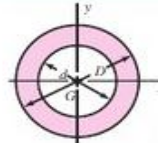
$$A = bh \quad I_x = \frac{bh^3}{12} \quad I_y = \frac{b^3h}{12} \quad I_{xy} = 0$$

Círculo



$$A = \frac{\pi D^2}{4} \quad I_x = I_y = \frac{\pi D^4}{64} \quad I_{xy} = 0 \quad J_G = \frac{\pi D^4}{32}$$

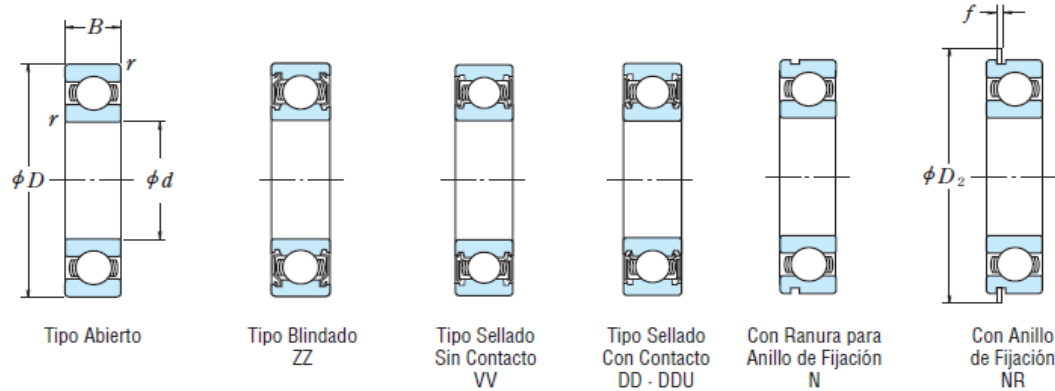
Círculo hueco



$$A = \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2) \quad I_x = I_y = \frac{\pi}{64} (D^4 - d^4) \quad I_{xy} = 0 \quad J_G = \frac{\pi}{32} (D^4 - d^4)$$

Fuente. (Shigley, 1990, p 892)

ANEXO 7 SELECCIÓN DEL RODAMIENTO

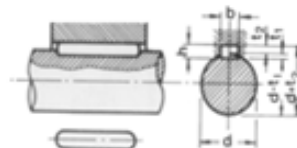


Dimensiones (mm)				Índices de Carga Básica (N)				Factor f_0	Velocidad Límite (rpm)			Números de Rodamiento			
d	D	B	r mín.	C_r	C_{0r}	C_r	C_{0r}		Grasa	Aceite		Abierto	Blindado	Sellado	
									Abierto Z - ZZ V - VV	DU DDU	Abierto Z				
25	37	7	0.3	4 500	3 150	455	320	16.1	18 000	10 000	22 000	6805	ZZ	VV	DD
	42	9	0.3	7 050	4 550	715	460	15.4	16 000	10 000	19 000	6905	ZZ	VV	DDU
	47	8	0.3	8 850	5 600	905	570	15.1	15 000	—	18 000	16005	—	—	—
	47	12	0.6	10 100	5 850	1 030	595	14.5	15 000	9 500	18 000	6005	ZZ	VV	DDU
	52	15	1	14 000	7 850	1 430	800	13.9	13 000	9 000	15 000	6205	ZZ	VV	DDU
28	62	17	1.1	20 600	11 200	2 100	1 150	13.2	11 000	8 000	13 000	6305	ZZ	VV	DDU
	52	12	0.6	12 500	7 400	1 270	755	14.5	14 000	8 500	16 000	60/28	ZZ	VV	DDU
	58	16	1	16 600	9 500	1 700	970	13.9	12 000	8 000	14 000	62/28	ZZ	VV	DDU
30	68	18	1.1	26 700	14 000	2 730	1 430	12.4	10 000	7 500	13 000	63/28	ZZ	VV	DDU
	42	7	0.3	4 700	3 650	480	370	16.4	15 000	9 000	18 000	6806	ZZ	VV	DD
	47	9	0.3	7 250	5 000	740	510	15.8	14 000	8 500	17 000	6906	ZZ	VV	DDU
	55	9	0.3	11 200	7 350	1 150	750	15.2	13 000	—	15 000	16006	—	—	—
	55	13	1	13 200	8 300	1 350	845	14.7	13 000	8 000	15 000	6006	ZZ	VV	DDU
32	62	16	1	19 500	11 300	1 980	1 150	13.8	11 000	7 500	13 000	6206	ZZ	VV	DDU
	72	19	1.1	26 700	15 000	2 720	1 530	13.3	9 500	6 700	12 000	6306	ZZ	VV	DDU
	58	13	1	15 100	9 150	1 530	935	14.5	12 000	7 500	14 000	60/32	ZZ	VV	DDU
35	65	17	1	20 700	11 600	2 120	1 190	13.6	10 000	7 100	12 000	62/32	ZZ	VV	DDU
	75	20	1.1	29 900	17 000	3 050	1 730	13.2	9 000	6 300	11 000	63/32	ZZ	VV	DDU
	47	7	0.3	4 900	4 100	500	420	16.7	14 000	7 500	16 000	6807	ZZ	VV	DD
	55	10	0.6	10 600	7 250	1 080	740	15.5	12 000	7 500	15 000	6907	ZZ	VV	DDU
	62	9	0.3	11 700	8 200	1 190	835	15.6	11 000	—	13 000	16007	—	—	—
40	62	14	1	16 000	10 300	1 630	1 050	14.8	11 000	6 700	13 000	6007	ZZ	VV	DDU
	72	17	1.1	25 700	15 300	2 620	1 560	13.8	9 500	6 300	11 000	6207	ZZ	VV	DDU
	80	21	1.5	33 500	19 200	3 400	1 960	13.2	8 500	6 000	10 000	6307	ZZ	VV	DDU
	52	7	0.3	6 350	5 550	650	565	17.0	12 000	6 700	14 000	6808	ZZ	VV	DD
	62	12	0.6	13 700	10 000	1 390	1 020	15.7	11 000	6 300	13 000	6908	ZZ	VV	DDU
45	68	9	0.3	12 600	9 650	1 290	985	16.0	10 000	—	12 000	16008	—	—	—
	68	15	1	16 800	11 500	1 710	1 180	15.3	10 000	6 000	12 000	6008	ZZ	VV	DDU
	80	18	1.1	29 100	17 900	2 970	1 820	14.0	8 500	5 600	10 000	6208	ZZ	VV	DDU
	90	23	1.5	40 500	24 000	4 150	2 450	13.2	7 500	5 300	9 000	6308	ZZ	VV	DDU
	58	7	0.3	6 600	6 150	670	625	17.2	11 000	6 000	13 000	6809	ZZ	VV	DD
50	68	12	0.6	14 100	10 900	1 440	1 110	15.9	9 500	5 600	12 000	6909	ZZ	VV	DDU
	75	10	0.6	14 900	11 400	1 520	1 160	15.9	9 000	—	11 000	16009	—	—	—
	75	16	1	20 900	15 200	2 140	1 550	15.3	9 000	5 300	11 000	6009	ZZ	VV	DDU
	85	19	1.1	31 500	20 400	3 200	2 080	14.4	7 500	5 300	9 000	6209	ZZ	VV	DDU
100	25	1.5		53 000	32 000	5 400	3 250	13.1	6 700	4 800	8 000	6309	ZZ	VV	DDU

Fuente. (FAG, rodamientos, 2010, p.21)

ANEXO 8 SELECCIÓN DE DIMENSIONES DE LA CHAVETA

DIMENSIONES CHAVETEROS Y CHAVETAS S/DIN 6885/1 - 6886 y 6887 STANDARD KEYWAYS S/DIN 6885/1 - 6886 and 6887



Chaveta paralela
S/DIN-6885/1

Ø eje d mm desde-hasta	Medidas chaveta b x h mm	Chaveta par S/DIN 6885	
		d + t ₂ mm	
17-22	6x6	d+2,6	
22-30	8x7	d+3,0	
30-38	10x8	d+3,4	
38-44	12x8	d+3,2	
44-50	14x9	d+3,6	
50-58	16x10	d+3,9	
58-65	18x11	d+4,3	
65-75	20x12	d+4,7	
75-85	22x14	d+5,6	
85-95	25x14	d+5,4	
95-110	28x16	d+6,2	
110-130	32x18	d+7,1	
130-150	36x20	d+7,9	
150-170	40x22	d+8,7	
170-200	45x25	d+9,9	
200-230	51x28	d+11,2	
230-260	56x32	d+12,9	
260-290	63x32	d+12,6	

Fuente. (Slidershare, 2010, p 1)

ANEXO 9 SELECCIÓN DEL FILETE DE SOLDADURA

Cargas constantes permisibles y tamaños mínimos de soldadura de filete

Programa A: carga permisible para varios tamaños de soldadura de filete

Nivel de resistencia del metal de aporte (FXX)							
	60*	70*	80	90*	100	110*	120
Esfuerzo cortante permisible en la garganta, ksi (1 000 psi) de soldadura de filete o soldadura de muesca de penetración parcial							
t*	18.0	21.0	24.0	27.0	30.0	33.0	36.0
Fuerza unitaria permisible en soldadura de filete, kip/pulg lineal							
t ₁	12.73h	14.85h	16.97h	19.09h	21.21h	23.33h	25.45h
Fuerza unitaria permisible para varios tamaños de soldaduras de filete kip/pulg lineal							
Tamaño del corte h, pulg							
1	12.73	14.85	16.97	19.09	21.21	23.33	25.45
7/8	11.14	12.99	14.85	16.70	18.57	20.41	22.27
3/4	9.55	11.14	12.73	14.32	15.92	17.50	19.09
5/8	7.96	9.28	10.61	11.93	13.27	14.58	15.91
1/2	6.37	7.42	8.35	9.28	10.21	11.07	12.00
7/16	5.57	6.50	7.42	8.35	9.28	10.21	11.14
3/8	4.77	5.57	6.36	7.16	7.95	8.75	9.54
5/16	3.98	4.64	5.30	5.97	6.63	7.29	7.95
1/4	3.18	3.71	4.24	4.77	5.30	5.83	6.36
3/16	2.39	2.78	3.18	3.58	3.98	4.38	4.77
1/8	1.59	1.86	2.12	2.39	2.65	2.92	3.18
1/16	0.795	0.930	1.06	1.19	1.33	1.46	1.59

* Las soldaduras de filete en realidad se encuentran por el AISC 885 "Load Combinations".

t₁ = 0.70/t₁ = 0.70

Programa B: tamaño mínimo de soldadura de filete, h

Espesor del material de la parte unida más gruesa, pulg	Tamaño de la soldadura, pulg
*Hasta 1/4 inclusive	
Mayor que 1/4	A 1/2
Mayor que 1/2	A 3/4
Mayor que 3/4	A 1 1/2
Mayor que 1 1/2	A 2 1/4
Mayor que 2 1/4	A 6
Mayor que 6	

No se debe exceder el espesor de la parte más delgada.

* Para tamaño mínimo del filete de soldadura, el programa no va más allá de soldadura de filete de 5/16 pulg por cada 3/4 pulg de material.

* El tamaño mínimo para aplicaciones en puentes no va más allá de 3/16 pulg.

* Las soldaduras de filete se miden en anchura por el AISC 360, Incl. Comentes.
† h = 0.25 t₁ t_{max}

Fuente. (Shigley, 2008, p 893)

ANEXO 10 SELECCIÓN DEL MATERIAL PARA LA SOLDADURA

1	2	3	4	5	6	7	8
UNS num.	Núm. SAE y/o AISI	Procesamiento	Resistencia a la tensión, MPa (kpsi)	Resistencia a la cedencia, MPa (kpsi)	Elongación en 2 pulg. %	Reducción en área, %	Dureza Brinell
G10060	1006	HR	300(43)	170(24)	30	55	86
		CD	330(48)	280(41)	20	45	95
G10100	1010	HR	320(47)	180(26)	28	50	95
		CD	370(53)	300(44)	20	40	105
G10150	1015	HR	340(50)	190(27.5)	28	50	101
		CD	370(53)	220(32)	25	50	116
G10180	1018	HR	400(58)	220(32)	25	50	116
		CD	440(64)	370(54)	15	40	126
G10200	1020	HR	380(55)	210(30)	25	50	111
		CD	470(68)	390(57)	15	40	131
G10300	1030	HR	470(68)	260(37.5)	20	42	137
		CD	520(76)	440(64)	12	35	149
G10350	1035	HR	500(72)	270(39.5)	18	40	143
		CD	550(80)	460(67)	12	35	163
G10400	1040	HR	520(76)	290(42)	18	40	149
		CD	590(85)	490(71)	12	35	170
G10450	1045	HR	570(82)	310(45)	16	40	163
		CD	630(91)	530(77)	12	35	179
G10500	1050	HR	620(90)	340(49.5)	15	35	179
		CD	690(100)	580(84)	10	30	197
G10600	1060	HR	680(98)	370(54)	12	30	201
G10800	1080	HR	770(112)	420(61.5)	10	25	229
G10950	1095	HR	830(120)	460(66)	10	25	248

Fuente. (Shigley, 2008, p 893)

ANEXO 11 SELECCIÓN DEL TIPO DE CARGA PARA LA SOLDADURA

Tipo de carga	Tipo de soldadura	Esfuerzo permisible	n'
Tensión	A tope	$0.60S_y$	1.67
Aplastamiento	A tope	$0.90S_y$	1.11
Aplastamiento	A tope	$0.60-0.66S_y$	1.52-1.67
Compresión simple	A tope	$0.60S_y$	1.67
Cortante	A tope o de filete	$0.30S_u$	

Fuente. (Shigley, 2008, p 893)



Para Maquinaria Agrícola, Industrial y Automotriz
Con la Tecnología y Calidad Colombiana

Av. 10 de Agosto N44-87 y Av. El Inca
Teléfono: 226-6318 • Quito - Ecuador

AUT. SRI.: 1115185228
Fecha Aut.: 7 JULIO 2014

R.U.C.: 1705660080001

FACTURA N° 000017394
S. 001.001

Avendaño Sanabria Germán

S. 001-001-

OBLIGADO A LLEVAR CONTABILIDAD

Fecha: Quito 13 marzo del 20 15

Cliente: JUAN PAREDES R.U.C./C.I.: 171323297-1

Dirección: El Bruensito 3054003

CANT.	DESCRIPCION	V./ UNIT.	V./ TOTAL
16	Resates accesorios	1.50	24.00
CANCELA DO		Subtotal:	24.00
		0 % I.V.A.	
		12 % I.V.A.	2.88
		TOTAL \$.	26.88

DAV-GRAFIC. GUSTAVO MARCELO ESTÉVEZ MORA RUC.: 1705839950001 AUT. 1458
DEL 018001 AL 018000 • VALIDO PARA SU EMISIÓN HASTA: 7 JULIO 2015

ORIGINAL: ADJUDICANTE
COPIA: EMISOR



**Material Eléctrico Industrial
en alta y Baja Tensión**
Mariana del Jesús Ferrín Zambrano
www.eivinueva.com.ec

ALMACEN NORTE (PRINCIPAL):
Av. Galo Plaza Lasso N66-171 y De los Cerezos
(Junto Parque del Recuerdo), Quito
Telfs.: 247-6055 / 247-8503 / 247-7394
510-3131 / 511-6794
Fax: 2476-055
E-mail: info@eivinueva.com.ec • ventas@eivinueva.com.ec

ALMACEN SUR (SUCURSAL):
Av. Epitaciohina 1088 y
Rodrigo de Chávez (5 de Junio)
Teléfonos: 2651-513
Telefax: 2658-119
E-mail: info_sur@eivinueva.com.ec
ventas2@eivinueva.com.ec

FACTURA
RUC. 1300939194001
5001-001- 00131179
Documento Categorizado: NO
AUTORIZACIÓN SRI: 1116303071
OBLIGADO A LLEVAR CONTABILIDAD
Quito, 10-Marzo-2015

Señor (s): **JUAN PAREDES**

Dirección: **EL TRANSITO**

Forma de Pago: **CREDITO 0 DIAS** **VENDE: 10/03/15**

Despachado por:


Fecha:

RUC./C.I. **1713232971**

Teléfono: **3054003**

Guía de Remisión:

Orden de Compra No.

CANTIDAD	CÓDIGO	DESCRIPCIÓN	VALOR UNIT.	VALOR TOTAL
1.00	ROTO-005.	ROTONERA FUERZA METAL.30A600V.CANISC	5.7100	5.71
1.00	ENCH-009.	ENCHUFE CAUCHO 3X50A-250V.COOPER	8.3500	8.35
3.00	CAEL-077.	CABLE ELECT.CONCENTRIC.3X12 AWG	3.1600	9.48
				
SON: VEINTITRES con 73/100				
GRACIAS POR SU COMPRA			DESCUENTO 10%	-2.35

PAGARÉ A LA ORDEN

El (los) suscritor(s) incondicionalmente reconozco (emos) que debo (amos) y pagaré (mos) a la orden del emisor el día de mañana en esta ciudad o en que se me demande la suma de dólares fijada en el total de esta factura así mismo el suscrito cubrirá los gastos judiciales y extrajudiciales inclusive honorarios profesionales que ocasionen el cobro, siendo prueba suficiente para establecer tales gastos la mera aserción del acreedor.

El (los) suscritos conviene (n) expresamente en someterse a la competencia de los jueces judiciales en el lugar donde debe efectuarse el pago o en el domicilio del deudor y el trámite ejecutivo o verbal sujeto a la decisión del acreedor.

SUB-TOTAL \$	21.19
0% I.V.A. \$	0.00
% I.V.A. 18	2.54
TOTAL \$	23.73


Firma autorizada


Es conforme - CLIENTE

Despachado por

ORIGINAL: CLIENTE - COPIA CELESTE: EMISOR - COPIA AMARILLA: ARCHIVO

ACEROS INDUSTRIALES
FORJADO A LLEVAR CONTABILIDAD

FACTURA 001-001
R.U.C. 1801252170001 **Nº 000138519**
AUT. S.R.L. 1115935399
Fecha de Autorización: 20/Mayiembre/2014

Emissão: 10/03/2015
Vencel: 10/03/2015
Vend.: A WILSON GRUJALVA
Nota Pedido:

Nota Pedido:

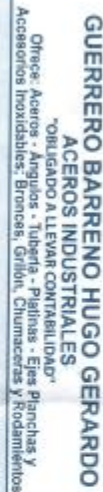
ACCEPTED

HUGO GUERRA P.O. B.
1501252175001
Lorena Guerra
CANCILLERO

~~SALIDA LA MERCADERIA, NO SE ACEPTAN OTORGAMIENTOS~~

Subtotal	Total Dcto.	Tarifa Cero.	Base Imponible	IVA 21 %	% Iva
22.57		0.00	22.57		2.71
Dcto. Adicional	Flete				
0.00					
			Total a pagar: 25.28		

Los Pinos E/ 30 e Pinos de Medicina Telf.: 3280-9228 2408-731 2405-415 Telefax: 2401-197 Cel. 0999-656970 (Frente al Bitalon Runnahu) Quito - Ecuador
IMPRESA BOLIGRAF: BELALCAZAR MOLINA BOLINAR MEDON. R.U.C. 1711137320001 A.U.T. 3530 Telf.: 2587 756. Numerado del 0010134501 al 0010142100
FECHA DE CADUCIDAD: 20/MOVIEMBRE/2015



FACTURA 001-001 0010018431
R.U.C. 1801252170001 **Nº000138431**
AUT. S.R.L. 111593539
Fecha de Autorización: 20/Noviembre/2014

GUERRERO BARRENO HUGO GERARDO
ACEROS INDUSTRIALES

ACEROS INDUSTRIALES
OBLIGADO A LLEVAR CONTABILIDAD

Ureces: Aceros - Arguños - Tuberos - Platinas - Ejes Planchas y Accesorios Inoxidables; Bronces, Grillos, Chumaceras y Rodamientos

FACTURA 001-001 0010018431
R.U.C. 1801252170001 **Nº000138431**
AUT. S.R.L. 111593539
Fecha de Autorización: 20/Noviembre/2014

Cliente: PAREDES JUAN HUMBERTO

Dirección: EL TRANSITO

RUCCJCL 1713232871

Tel.: 3054003

Emission: 07/03/2015
Vence: 07/03/2015
Vend.: 4 WILSON GRUJALVA
Nota Pedido:

Observación:

CODIGO	DESCRIPCION	UNICANTIDAD	P.UNITARIO	DECT 1	DECT 2	DECT 3	PVP-05CTO	TOTAL
1.1.38	AC. 705/4340 RED 38 MM -> MATERIAL	2.200	4.30	0.43	0.19	0.13	3.54	7.78
58.04UN.81	CANADADO MEDIO PASO 40 DE 1/2" -> APROXIMAD	1.35	0.13	0.06	0.04	1.11	1.51	1.51
58.04UN.82	CANADADO MEDIO PASO 40 DE 1/2"	4.000	0.55	0.05	0.01	0.45		
4.4.10	AC. 750/1045 CHAV 10 MM -> MATERIAL	0.150	6.50	0.00	0.00	6.50	0.96	0.96

PIEDRO GUERRERO B.
1801472170001
Interna Grjajba
CANCELADO

Blanca: Adquiriente, Amarilla: Emisor, Verde: Archivo

[illegible]

LA SALUD LA MERCADERIA, NO SE ACEPTAN DEVOLUCIONES

SALIDA REPOSICIONA, NO SE ACEPTAN VOLUCIONES 		Recibe Conforme Nombre / CI / Sexo	
Facturado por			
Subtotal	Total Dcto.	Tarifa Cero.	Base Imponible
\$5.00		0.00	15.00
Dcto. Adicional	Flete		
	0.00		
Total a pagar:			16.80
			1.80

Los primeros E-30 de Medina Intl.: 3280-928 2408-731 2405-415 Telefax: 2401-197 Cel. 0993-656970 (Frente al Batallón Rumihahni) Quito - Ecuador

IMPRESA BOLIVAR: BELCALAZAR MOLINA BOLIVAR ABON. R.U.C. 171137282001 AUT. 3830 Telf.: 2557 761, Numerado del 000134501 al 000142000

FECHA DE CADUCIDAD: JAMONENFRENTE7515

FECHA DE CALIFICACIÓN: 20 NOVIEMBRE 2015

E-mail: aceroshgb@hotmail.com / www.acerosindustrialeshgb.com

CASTILLO HERMANOS SA

TELE/FAX:022475785

CONTRIBUYENTE ESPECIAL RESOLUCION #194
Pana. Norte 13135 y De los Cerezos RUC:1790155102001

PROFORMA #001-002-0225076

Fecha: Quito, Sábado, 21/Mar/2015

Atención: ALN. PRINCIPAL

Vendedor: JAVIER PÁZMINO

Cliente: JUAN PAREDES

Cantidad	Artículo	V. Unitario	V. Total
----------	----------	-------------	----------

16.00	PERNO ALLEN AC. GR.12.9 MM DIN 912 12X1.75X50 408800	0.460	7.36
16.00	PERNO HEX MM RG DIN 933-931 GR.8.8 NEGRO 12X1.75X50 363900	0.270	4.32
32.00	ARANDELA PLANA SAE (EUROPEO) 1/2" 801950	0.040	1.28
32.00	ARANDELA PRESTON SAE NEGRA 1/2" 20600	0.050	1.60
8.00	PERNO HEX MM RG DIN 933-931 GR.8.8 NEGRO 12X1.75X75 364400	0.440	3.52
8.00	TUERCA AC. GR.5 UNC NEGRA 1/2" 693500	0.150	1.20
8.00	PERNO HEX MM RG DIN 933-931 GR.8.8 NEGRO 10X1.50X40 361500	0.160	1.28
8.00	ARANDELA PRESTON SAE NEGRA 7/16" 20500	0.050	0.40
8.00	ARANDELA PLANA SAE (EUROPEO) 3/8" 801750	0.030	0.24
32.00	PERNO PRISIONERA MM 8X1.25X10 434600	0.040	1.28

Subtotal	(=)	22.48
Dcto. 10.7143%	(-)	2.41
Imponible	(=)	20.07
I.V.A. 12.00%	(+)	2.41

TOTAL US\$ 22.48

*El dscto. se aplicó de acuerdo al monto

Distribuidor exclusivo de Herramienta

IRIMO

Grupo SnapOn

hacemos más fácil su trabajo

Esta proforma tiene validez de 15 días



GUERRERO BARRENO HUGO GERARDO
ACEROS INDUSTRIALES
"OBLIGADO A LLEVAR CONTABILIDAD"
Ofrece: Aceros - Angulos - Tuberia - Platinas - Ejes Planchas y
Accesorios Inoxidables, Bronces, Grillon, Chumascas y Rodamientos

0010021FAC0111106

FACTURA

001-001

R.U.C. 1801252170001

AUT. S.R.I. 1115935399

Fecha de Autorización: 20/Noviembre/2014

Cliente: PAREDES JUAN HUMBERTO

Dirección: EL TRANSITO

RUCYCL 1713232971

Tel.: 3054003

Observación:

Emission: 19/03/2015

Expiry Date: 19/03/2015

Vend: 4 WILSON GRIFFIN VA

Nota Pedido:

CODIGO	DESCRIPCION		UNICANTIDAD P UNITARIO	DIST 1	DIST 2	DIST 3	PVP-DISTO	TOTAL
3-1-100	AC. 7210 RED. 100 MM	KG	12.900	3.50	0.38	0.16	0.00	38.50

HUGO GUERRERO B.
1801252170001
Lorena Grimaldo
CAMBELLADO

Blanca: Adquiriente, Amarilla: Emisor, Verde: Archivo.

[illegible]

Subtotal	38.60	Total Dcto.		Tarifa Cero.	0.00	Base Imponible	IVA 12	% Iva	4.63
Dcto. Adicional		Flete				38.60			
Recibir Conforme Nombre / C/I Sello			Total a pagar: 43.23						

Los Pinos E/3-0 e Inés de Medina Telf.: 3280-928 2408-731 2405-415 Telefax: 2401-197 Cel. 9999-656970 (Frente al Batallón Rumihahui) Quito - Ecuador
APRENTA BOLIGRAF: BELALCAZAR MOLINA BOLIVAR ABION. P.U.C. 111113725001 AUT. 3030 Telf: 2557 783. Numerado del 0091-54501 al 0091-62030
IMPRESA: DISEÑO Y DISEÑO: 2011



polielektrik@hotmail.com
POLIELEKTRIC
productos eléctricos industriales
Av. 10 de Agosto N57-47 (Av. Galo Plaza Lasso N57-35)
y Borrero, Sector Cotac
Telf.: 2402-849 • Telfax.: 2408-956
polielektrik@hotmail.com Quito - Ecuador

PROFORMA
R.U.C.1704103728001

0010878

FECHA:

DIA	MES	AÑO
23	9	2015

Sr. JUAN HUMBERTO PAREDES PILLIZA R.U.C./ C.C.: 1713232971

DIRECCIÓN: EL TRANSITO, CALLE ISABEL HERRERIA Y JULIO TELF.: 3054003

CANT.	DESCRIPCIÓN	V. UNIT.	V. TOTAL
1.00	CONTACTOR CMC LC1-D08 9A AC3 22k	8.2000	8.20
1.00	RELAY TERMICO CMC 7-10A LRD-1314	7.4500	7.45
1.00	PULSADOR HONGO PLASTICO METENHO	2.5000	2.50
1.00	MICRO-SWITCH CMC Z-153Q BOTON GRUES	4.3500	4.35
1.00	PULSADOR ETC MARCHA VERDE 1/2 MET.	1.3500	1.35
1.00	PULSADOR ETC PARO ROJO 1/2 MET.	1.3500	1.35
1.00	BLOQUE PARA SELECC. VERDE 240V	2.5000	2.50
1.00	BLOQUE PARA SELECC. ROJO 240V	2.5000	2.50
1.00	LUZ PILOTO EST. SOLIDO CORTA VERDE 220V	1.4500	1.45
1.00	LUZ PILOTO EST. SOLIDO CORTA ROJA 220V	1.4500	1.45
1.00	LUZ PILOTO EST. SOLIDO CORTA AZUL 220V	1.4500	1.45
1.00	CI-22-16 GABINETE MET. REAC. LUZ 20 Y 20	14.9500	14.95
3.00	MAJOR SURTIDO Y CALIDAD AL MENOR PRECIO	2.1700	6.51
1.00	ENCHUFE PATEGALLO SP 3CA COOPET	9.2000	9.20
	DESCUENTO:		-4.51
	Subtotal:		61.25
	Tarifa 0%		0.00
CRÉDITO		Tarifa 12%	SUBTOTAL 61.25
CONTADO		12.00 %	IVA 7.35
Somos Maña Viviana Lozano / IMPRENTA "GAMP" Fecha Impresión: 23 Mayo 2014 Del 010401 al 011300 6 bis. 100x210 negro, químico		TOTAL USD \$. 68.61	

SOMOS PERSONAS NATURALES OBLIGADOS A LLEVAR CONTABILIDAD

AUTORIZADO

RECIBI CONFORME

CUEVA FIERRO ANDRÉS NÍCOLAS

Hierro para Construcción y artesanía, Tubería, Materiales de Cerrajería,
Perfiles y planchas a medida.

Dirección : Av. de los Shyris 4103 y Av. Río Coca

Telf.: 2459-673 / 3342-876 Quito - Ecuador

DIA MES AÑO

FECHA: 26 02 2015

Nombre: Juan Paredes

Consumidor Final ☐ Guía de Remisión:

Dirección: El Tranquiho.

R.U.C./C.I. 17/323297/

Telfs.: _____ Código

R.U.C.: 1720079670001

FACTURA S001-001

№ 0000173

Autorización S.R.L.: 1116415104

FECHA DE AUTORIZACIÓN: 13 DE FEBRERO / 2015

[illegible]

NASIMBA ARCOS GARY GERMAN RUC.: 1751286459001 AUT.: SRI.: 13545 NUMERADO DEL 000001 AL 004000
TEL.F: 2616-154 CEL.: 0979266590 * ORIGINAL CLIENTE - COPIA - EMISOR



GUERRERO BARRENO HUGO GERARDO
ACEROS INDUSTRIALES
"OBLIGADO A LLEVAR CONTABILIDAD"
Ofrece: Aceros - Angulos - Tuberia - Platinas - Ejes Planchas y
Accesorios Inoxidables; Bronces, Grilón, Chumaceras y Rodamientos

FACTURA

R.U.C. 1801252170001

AUT. S.R.L. 1115935399

Fecha de Autorización: 20/Noviembre/2014

001001FAC0137212

001-001

N°000137212

Cliente: AGUILAR KLEBER
Dirección: SOLANDA SECTOR 3
RUC/CI: 1717187783
Telf.: 2885377

Emisión: 06/02/2015

Vence: 06/02/2015

Vend.:

Nota Pedido:

Observación:

CODIGO	DESCRIPCION	UNICANTIDAD	P.UNITARIO	D8CT 1	D8CT 2	D8CT 3	PVP-D8CTO	TOTAL
1.1.45	AC. 705/4340 RED. 45 MM	KG	7.600	4.30	0.43	0.19	0.14	25.82
1.1.45	AC. 705/4340 RED. 45 MM	KG	6.600	4.30	0.43	0.19	0.14	23.29
1.1.45	AC. 705/4340 RED. 45 MM	KG	11.700	4.30	0.43	0.19	0.14	41.29
1.1.120	AC. 705/4340 RED. 120 MM	KG	81.700	4.30	0.43	0.19	0.14	288.35

HUGO GUERRERO B.
1801252170001
Lorena Grijalva
CANCELADO

Con la firma del presente, autorizo a Hugo Guerrero B. a consultar, procesar, reportar y suministrar mi historial crediticio, sea de carácter financiero o comercial, en los burós de información certificados por la Superintendencia de Bancos.

Debo y pagaré a la orden de Guerrero Barreno Hugo G. en el lugar y fecha que se me reconinga el valor total expresado en este documento mas los impuestos respectivos y el mínimo interés legal por mora permitido desde su vencimiento sin protesta. Excmo de presentación para el pago así como por falta de este hecho renuncio domicilio y me someto a los jueces competentes de la ciudad de Quito y al Jefe de Ejecución verbal sumario a elección de Guerrero Barreno Hugo G. o sus sucesores. Acepto que Guerrero Barreno Hugo G. ceda y transfiera en cualquier momento los derechos que emanan del presente documento sin que deba avisarme notificación alguna ni nueva aceptación de mi parte. Acepto las condiciones incorporadas en la presente factura a la vista y sin protesta.

SALIDA A MERCADERIA, NO SE ACEPTAN DEVOLUCIONES		Subtotal	Total Dcto.	Tarifa Cero.	Base Imponible	I.V.A. 12 %	% Iva
		379.75		0.00	379.75		45.57
Facturado por		Dcto. Adicional	Flete	Total a pagar: 425.32			
Recibi Conforme Nombre / CI / Sello			0.00				

Los Pinos E7-30 e Inés de Medina Telf.: 3200-928 2408-731 2405-415 Telefax: 2401-197 Cel: 0999-656970 (Frente al Batallón Rumiñahui) Quito - Ecuador
IMPRESA BOLIGRAF: BELALCAZAR MOLINA BOLIVAR ABOC. R.U.C. 171157295001 AUT. 3830 Telf.: 2557 785. Numerado del 00134501 al 00142000 FECHA DE CADUCIDAD: 20/NOVIEMBRE/2015



GUERRERO BARRENO HUGO GERARDO
ACEROS INDUSTRIALES
"OBLIGADO A LLEVAR CONTABILIDAD"
Ofrece: Aceros - Angulos - Tubería - Platinas - Ejes Planchas y
Accesorios Inoxidables; Bronces, Grilón, Chumaceras y Rodamientos

FACTURA

R.U.C. 1801252170001

AUT. S.R.L. 1115935399

Fecha de Autorización: 20/Noviembre/2014

001001FAC0137978

001-001

Nº000137978

Cliente: PAREDES JUAN HUMBERTO
Dirección: EL TRANSITO
RUCIC: 1713232971
Telf.: 3054003

Emisión: 26/02/2015
Vence: 26/02/2015
Vend: 4 WILSON GRIJALVA
Nota Pedido:

Observación:

CODIGO	DESCRIPCION	UNICANTIDAD	P.UNITARIO	D8CT 1	D8CT 2	D8CT 3	PVP-D8CTO	TOTAL
37.40B17	PIÑON SENCILLO 40B17 T	UN	12.000	7.25	0.72	0.25	0.00	75.17
21.CACP40	CADENA PAO 1/2	UN	1.000	22.50	2.25	0.81	0.00	19.44
36.H6205	RODAMIENTO HCH 6205 2R/S	UN	14.000	2.24	0.22	0.08	0.00	27.10

HUGO GUERRERO B.
1801252170001
Wilson Grijalva
CANCELAO

Con la firma del presente, autorizo a Hugo Guerrero B. a consultar, procesar, reportar y suministrar mi historial crediticio; sea de carácter financiero o comercial; en los boletines de información verificados por la Superintendencia de Bancos.

Depto y pagará a la orden de Guerrero Barreno Hugo G. en el lugar y fecha que se me reconozca el valor total expresado en este documento mas los impuestos respectivos y al máximo interés legal por mora percibido desde su vencimiento sin protesto. Excesos de presentación para el pago así como por falta de este hecho renuncio domicilio y me someto a los jueces competentes de la ciudad de Quito y al tribunal ejecutivo judicial sujeta a elección de Guerrero Barreno Hugo G. o sus cesionarios. Acepto que Guerrero Barreno Hugo G. ceda y transfiera en cualquier momento los derechos que emanan del presente documento sin que sea necesaria notificación alguna ni nueva aceptación de mi parte. Acepto las condiciones incorporadas en la presente factura a la vista y sin protesto.

VALIDA LA MERCADERIA, NO SE ACEPTAN DEVOLUCIONES

Facturado por
Recibi Conforme
Nombre / CI / Sello

Subtotal	Total Dcto.	Tarifa Cero.	Base Imponible	IVA 12	% Iva
121.71		0.00	121.71		14.61
Dcto. Adicional	Flete	Total a pagar:			
	0.00	136.32			

Los Pinos E7-30 e Inés de Medina Telf.: 3280-928 2408-731 2405-415 Telefax: 2401-197 Cel. 0999-656970 (Frente al Batallón Rumiñahui) Quito - Ecuador

IMPRESA BOLIGRAF-BELALCAZAR MOLINA BOLAÑARABDON. R.U.C. 1711157299001 AUT. 3330 Telf.: 2557 785. Numerado del 000134501 al 000142000 FECHA DE CADUCIDAD: 20/NOVIEMBRE/2015

Blanca: Adquiriente, Amarilla: Emisor, Verde: Archivo.

E-mail: aceroshgb@hotmail.com / www.acerosindustrialeshgb.com



ACEROS INDUSTRIALES H.G.B.
MANZANO NUÑEZ HILDA MAGDALENA

"OBLIGADO A LLEVAR CONTABILIDAD"

Ofrece: Aceros - Ángulos - Tubería - Platinas - Ejes Planchas y
Accesorios Inoxidables; Bronces, Grilón, Chumaceras y Rodamientos

FACTURA

002-001

R.U.C. 1801835495001

AUT. S.R.I. 1115973268

Fecha de Autorización: 27/Noviembre/2014

001001FAC0017634

Nº000017634

Cliente: PAREDES JUAN
Dirección: EL TRANSITO
RUCI: 1713232971
Telf.: 3054003
Observación:
Emisión: 19/02/2015
Vence: 19/02/2015
Vend.: 5786 VIANA GRUJALVA
Nota Pedido:

CODIGO	DESCRIPCION	UNICANTIDAD	P.UNITARIO	DIST 1	DIST 2	DIST 3	PVP-DISTO	TOTAL
36.018.6036	RODAMIENTO OME 6205 2RS-C3	UNI	2.000	2.54	0.25	0.11	0.08	4.17
39.25	PLANCHAS 1010 H 25	KG	68.222	1.80	0.00	0.00	0.00	122.80
44.25	AC. 760/1045 CUAD. 25 MM	KG	7.200	3.33	0.33	0.14	0.11	19.68

Con la firma del presente, autorizo a Hilda Manzano N. a consultar, procesar, reportar y suministrar mi historial crediticio, sea de carácter financiero o comercial, en los libros de información certificados por la Superintendencia de Bancos.

Debo y pagaré a la orden de Manzano Nuñez Hilda M. en el lugar y fecha que se me reconenga el valor total expresado en este documento mas los impuestos respectivos y el máximo interés legal por mora permitido desde su vencimiento sin protesto. Entiendo de presentación para el pago así como por falta de este hecho renuncio domicilio y me someto a los jueces competentes de la ciudad de Quito y al trámite ejecutivo verbal sumario a elección de Manzano Nuñez Hilda M. o sus designatos. Acepto que Manzano Nuñez Hilda M. ceda y transfiere en cualquier momento los derechos que emanan del presente documento sin que sea necesaria notificación alguna ni nueva aceptación de mi parte. Acepto las condiciones incorporadas en la presente factura a la vista y sin protesto.

SALIDA LA MERCADERIA, NO SE ACEPTAN DEVOLUCIONES	Subtotal	Total Dcto.	Tarifa Cero.	Base Imponible	% Iva
	146.65		0.00	146.65	17.60
	Dcto. Adicional	Flete	Total a pagar: 164.25		
		0.00			

Av. Galo Plaza Lasso Lote 7 y Diego de Vasquez * Telf.: 5120 341 / 5120 342 / 5120 343 / 5120 344 / 5120 345 (Intercambiador de Carcelén) Quito - Ecuador

IMPRESA BOLIGRAF: BELALCAZAR MOLINA BOLIVARA, Telf.: 2557 785 R.U.C. 171157295001 AUT. 3836 Numerado del 000016001 al 000022000 FECHA DE CADUCIDAD: 27/NOVIEMBRE/2015

Blanco: Adquiriente, Amarillo: Emisor, Verde: Archivo.

E-mail: aceroshgb2@hotmail.com / www.acerosindustrialeshgb.com



ING RAFAEL VEGA RON

Quito

2805365

CONTRIBUYENTE ESPECIAL No RESOLUCION 208

OBLIGADO A LLEVAR CONTABILIDAD

CLIENTE AGUILAR NASIMBA KLEBER

DIRECCION SOLANDA

CIUDAD Quito

RUC C.I. 1717187783

TELEFONO 022685377

RUC: 1706866934001

FACTURA

No: 001001-00000193

Clave Acceso:

2702201501170686693400120010010000001930000019310

EMISION: NORMAL

AMBIENTE: PRODUCCION

Autorizacion:

2702201515490617068669340013233424468

FECHA 27/02/2015

VENCE: 27/02/2015

FECHA AUTORIZACION: 27/02/2015 15H49 06

Clave Acceso:

011706866934001200100100000019300

CODIGO	DESCRIPCION	CANTIDAD	V. UNIT.	DSTO. %	TOTAL
VE01	MOTORREDUCTOR ORTOGONAL/MOTOV/NMRV090/i:50 3HP/4P/3F/220VAC S/N: 471113-201405 O/T: 313	1.00	1,008.00	0.00	1,008.00

OBSERVACION	SUBTOTAL 12%	1,008.00
	SUBTOTAL 0%	0.00
	SUBTOTAL No objeto de IVA	0.00
	SUBTOTAL SIN IMPUESTOS:	1,008.00
	DESCUENTO:	0.00
	ICE:	0.00
	IVA 12%	120.96
	PROPINA	0.00
	TOTAL USD \$	1,128.96

[illegible]

FACTURA
004-002-000191540
Autorización S.R.I. No.
1115771260
Fec. Caducidad 21/10/2015
Fecha Autorización
21/10/2014

- La mercadería viaja por cuenta y riesgo del comprador.
- Salida la mercadería de nuestros almacenes no se aceptan reclamos.
- Los pagos deben realizarse con cheque cruzado a nombre de DIPAC MANTA S.A.

- Somos contribuyentes especiales favor no retener el IVA.
- Emitir los comprobantes de retención a nombre de DIPAC MANTA S.A.

NOMBRE/RAZON SOCIAL: PAREDES PILLIZA JUAN HUMBERTO
RUC o CI: 1713232971
DIRECCION: EL TRANSITO CHILLOGALLO
CODIGO CLIENTE: 004999999
PAGO: DEBITO VISA ELECTRON
FEDIDO: 040300545 Fac. Proveedor:
GUITA DE REMISION: 004-002-000214891

FECHA: 10/02/2015
CIUDAD: QUITO
VENDEDOR: 479
LOPEZ PAREDES JENNY LORENA
PAG: 1

CODIGO ITEM	DESCRIPCION ITEM	CANTIDAD	PRECIO UNI	TOTAL USD
ECU04002	T. EST. NEG. CU. 60MM X 2MM	1.00 u	22.40	22.40

CANCELADO
DIPAC QUITO NORTE

MATERIAL ENTREGADO

10 FEB 2019

SON:
VEINTICINCO CON 09/100 USD
Este Valor debera ser pagado por el Cliente en DOLARES AMERICANOS.

Puntos ganados antes de esta factura: 0,00

DESCUENTOS	,00
SUBTOTAL	22.40
IVA 12%	2.69
TOTAL USD	25.09

Se informa a nuestros clientes que para obtener la factura autorizada por el SRI puede acceder a nuestra página web: <http://dipacmanta.e-custodia.com.ec> Si es la primera vez que ingresan a nuestro portal el usuario es su RUC, Cédula de Identidad o pasaporte y la contraseña son los primeros cuatro dígitos de éstos

También puede acceder con su clave de contribuyente a la página web del Servicio de Rentas Internas www.sri.gob.ec en la opción "Comprobantes Electrónicos"

RECTRE CONFORME _ CLIENTE

ORIGINAL - DESTINATARIO
DIPAC MANTA S.A.

Diego Humberto Rodríguez Pullas
Servicio de: torno, CNC, fresadora,
Soldas eléctricas, tig, mig, autógena,
venta de aceros
Matriz: Ofelia N65 Bellavista OE1-90
y Av. Galo Plaza Lasso
Teléfonos: 022807218
Celulares: 0984072693/0989522864
e-mail: diego1383@hotmail.com

OBLIGADO A LLEVAR
CONTABILIDAD

Vence el:

DECLARO HABER RECIBIDO A ENTERA SATISFACCIÓN Y SIN LUGAR A RECLAMO POSTERIOR LA MERCADERÍA DETALLADA EN ESTA FACTURA DEBO Y PAGARÉ A ORDEN DE DIEGO RODRÍGUEZ EL VALOR SEÑALADO EN ESTA FACTURA MÁS LOS INTERESES LEGALES VIGENTES DESDE LA FECHA DE SU EMISIÓN Y GASTOS LEGALES DE COBRO, SIN PROTESTO

LA CANTINA DELA
RUC:
17179748920

Firma Autorizada

Recibí Conforme

*"GRAFIMAX" VARGAS GUEVEDO WILLIAM GIOVANNY" R.U.C.: 1718036583001 * AUT SRI: 7913 Tel. 6041 465 * AUTORIZADO: 30/10/2014 * DEL 0001851 AL 0002050
VALIDO SU EMISION HASTA 30/OCTUBRE/2015 * ORIGINAL: CLIENTE - C. AMARILLA: EMISOR - C. CELESTE: SIN VALOR TRIBUTARIO

PLANOS

MANUAL DE SEGURIDAD PARA LA MÁQUINA PERFILADORA DE CUATRO ESTACIONES

PROTÉJASE USTED Y A OTROS DE POSIBLES ACCIDENTES

MANTÉNGASE A LOS NIÑOS ALEJADOS DE LOS LUGARES DE TRABAJO

Las reglas de seguridad dadas a continuación son únicamente un sumario de una información más completa que puede ser encontrada en las normas de seguridad de máquinas en movimiento.

Es primordial leer y cumplir las normas de seguridad.

LA REPARACIÓN, INSTALACIÓN, OPERACIÓN Y MANTENIMIENTO DE ESTA MÁQUINA DEBE SER SIEMPRE EJECUTADA POR PERSONAL CALIFICADO.

La siguiente simbología de seguridad y palabras claves se utilizan durante todo el instructivo para llamar la atención del operador y para identificar los diferentes niveles de peligro e instrucciones especiales.



ATENCIÓN A LAS MANOS

En este lugar tenga cuidado con remordimientos de las manos mientras se opera la máquina.



PELIGRO DE CORTES

En esta zona existen elementos o piezas cortos punzantes que pueden causar accidentes.



NO RETIRAR PROTECCIONES

Las partes en movimiento como rodillos, motor, cadenas pueden llegar a cortar o realizar atrapamientos de manos, cabello o ropa suelta.

Mantener siempre las protecciones de la máquina colocadas y aseguradas.

Mantenga las manos, cabello, ropa floja y herramientas alejadas de las partes en movimiento de la máquina.



PROHIBIDO REALIZAR MANTENIMIENTOS CUANDO LA MÁQUINA ESTÉ EN MOVIMIENTO.

Detenga la marcha del motor antes de hacer cualquier mantenimiento, conexión o instalación, para prevenir arranques accidentales desconecte el cable principal de alimentación de energía eléctrica.

Para realizar los mantenimientos o reparaciones de la máquina perfiladora asegúrese que sean realizados por personal calificado.



UTILIZAR GAFAS DE SEGURIDAD.



UTILIZAR PROTECCIÓN AUDITIVA

PLAN DE MANTENIMIENTO DE LA PERFILADORA

Mantenimiento de la máquina

La perfiladora y sus componentes deben inspeccionarse y mantenerse en buen estado con un nivel de seguridad funcional, en intervalos regulados por parte de técnicos que tengan una capacitación y un total conocimiento de los detalles mecánicos que consta la máquina.

Es normal que se tenga inconvenientes con la máquina, pero se minimiza la proporción de mayores contratiempos que pueden producir paradas prolongadas en la producción con mantenimientos preventivos.

El mantenimiento es indispensable para conservar la seguridad y confiabilidad con que fue originalmente fabricado. Por ello debe recibir inspecciones periódicas de mantenimiento, mantener registros de dichos servicios.

Programa de Mantenimiento realizado por el operador

Antes de iniciar las labores

- Compruebe de manera visual si el sistema motriz de catarinas, cadenas y motor está bien engranado.
- Compruebe que no existan elementos que puedan ser jalados por la máquina.
- Observe si existen materiales sobrantes dentro de los rodillos que puedan obstruir el paso de una nueva plancha de acero.
- Revise conexiones eléctricas sueltas o en mal estado, reporte al supervisor.

Mientras funciona la máquina

- Fíjese en cualquier cambio que se produzca al operar la máquina, como sonidos diferentes a los usuales.
- Compruebe si se perciben vibraciones excesivas al momento de realizar el perfilado.
- Observe si requiere algún ajuste en los pernos de sujeción en los soportes móviles.
- Compruebe el correcto funcionamiento de catarinas y cadena.

Programa de mantenimiento preventivo

Debe ser realizado por personas capacitadas para el efecto, utilizando los procedimientos de mantenimiento aquí indicados para asegurar un buen rendimiento de la máquina. El mantenimiento debe realizarse cuando se cumpla el tiempo que se indica a continuación.

Es necesario complementar con formas para requerimientos de mantenimiento, que son documentos en los que se registran las novedades, los materiales e insumos requeridos luego de realizar las revisiones.

MANUAL DE MANTENIMIENTO

Cuadro de registro de mantenimiento

ACCESORIOS	ELEMENTOS MECANICOS	OPERACIÓN A REALIZAR	TIEMPO	LUBRICANTE	TIPO DE LUBRICACION
MOTORREDUCTOR		NIVEL DE ACEITE	8 días	ACEITE	SAE 80W/90
SISTEMA MOTRIZ	CATARINAS	ENGRASAR	8 días	GRASA	SAE 70
	CADENAS DE RODILLOS	ENGRASAR Y VERIFICAR	8 días	GRASA	SAE 70
		TENSADO CADENA			
	RODAMIENTOS	ENGRASAR	8 días	GRASA	SAE 70
PERNOS	ARANDELAS	VERIFICAR Y AJUSTAR	8 días	DESOXIDANTES	
PRISIONEROS		VERIFICAR CHAVETAS	8 días		

FORMATO PARA REALIZAR ENSAYOS CON LA MÁQUINA PERFILADORA

MANUAL DE PROCEDIMIENTO (para una lámina de acero espesor 0.9 mm)

Realizado por:

Aprobado por:

Fecha:

Hora de inicio:.....

Hora de finalización:.....

DIMENSIONES GENERALES DE LA MÁQUINA

Dimensiones: 1100 x 750 x 320 mm

Material: ST- 36

Capacidad: 90 Kg

Apreciación: 0.1 mm

ENSAYO DE LA LÁMINA POR LAS 4 ESTACIONES

Objetivos:

1. Leer el manual de funcionamiento de la máquina para su respectivo proceso de pruebas.
2. Limpiar y revisar que la máquina este en buenas condiciones antes de conectar a la toma corriente.
3. Medir y cortar el material de 96x1600x0,9 mm para su respectivo procedimiento

4. Revisar el tablero eléctrico para que no haya corto circuito (cables sueltos).
5. Soltar el paro de emergencia de la máquina.
6. Encender y verificar el sentido de la máquina mediante el pulsante (ON).
7. Posicionar o fijar la lámina en la guía de la máquina para su respectiva prueba de conformado.
8. Tomar tiempo de pasada del conformado de la lámina por las 4 estaciones con su respectiva fuerza máxima de los rodillos.
9. Verificar y observar que la lámina conformada cumpla con las condiciones óptimas después de la prueba.
10. Apagar la máquina mediante el pulsante (OFF) una vez hecho las pruebas de conformado
11. Pulsar el paro de emergencia de la máquina para prevenir accidentes
12. Conclusiones.

Probeta N

Material:

DIMENSIONES:

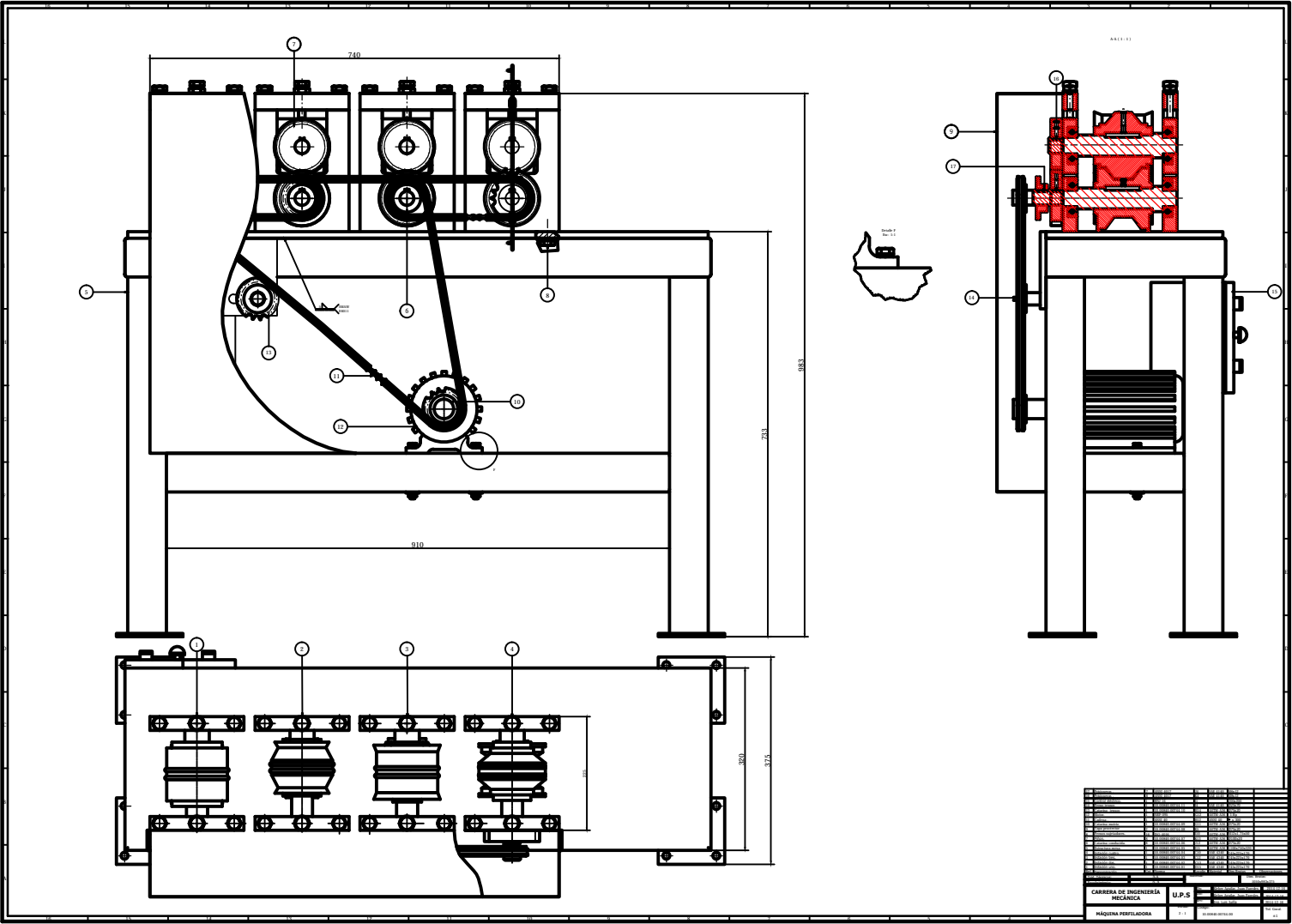
Longitud:

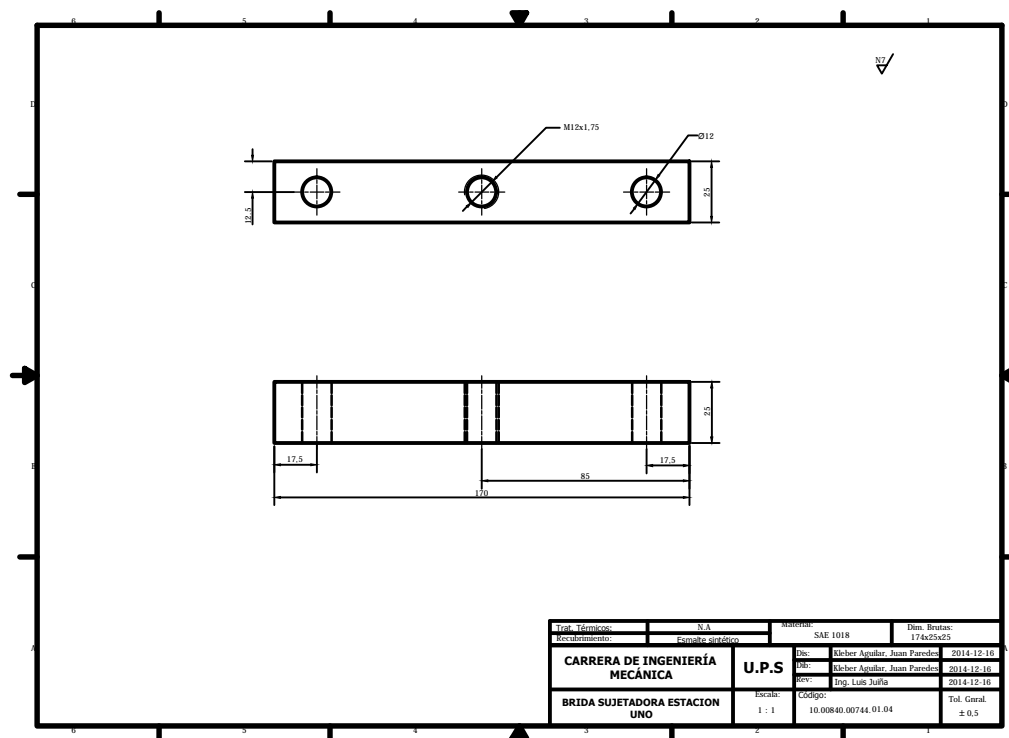
Ancho:

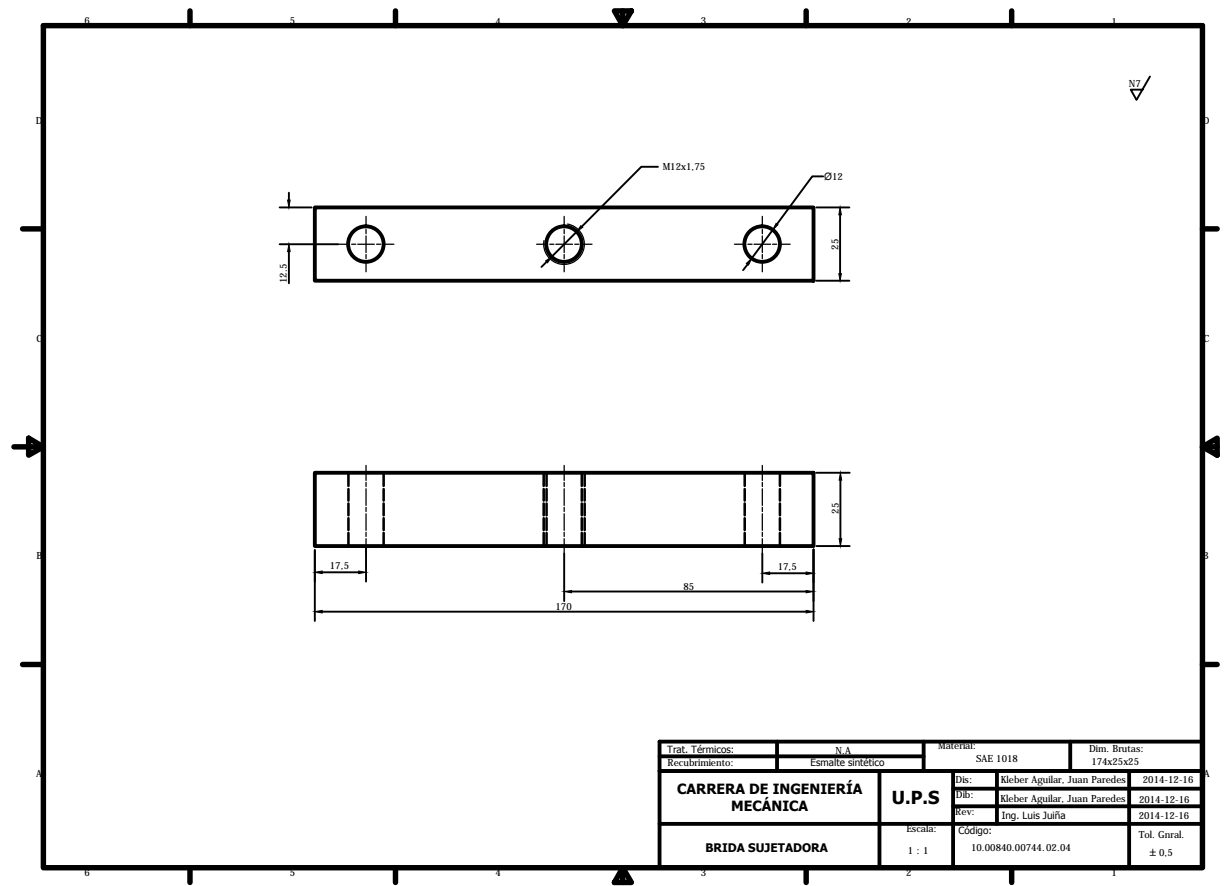
Espesor:

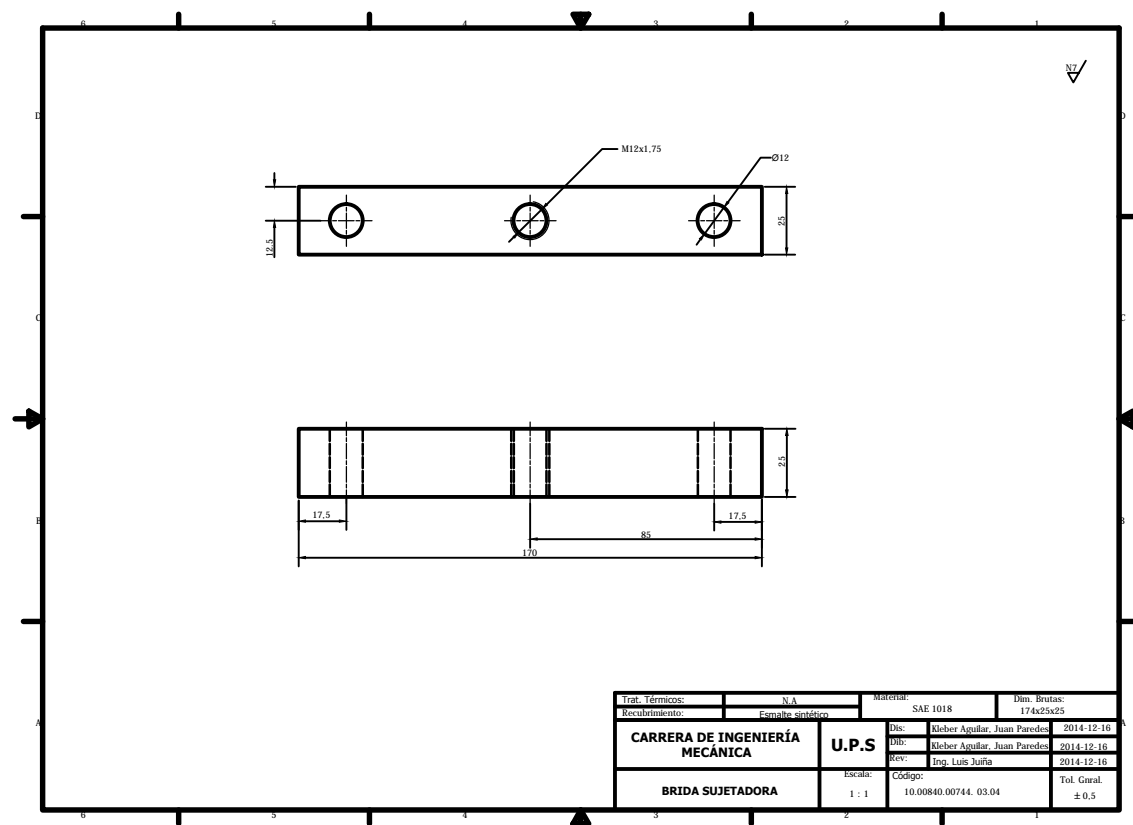
DATOS DE LA LÁMINA.

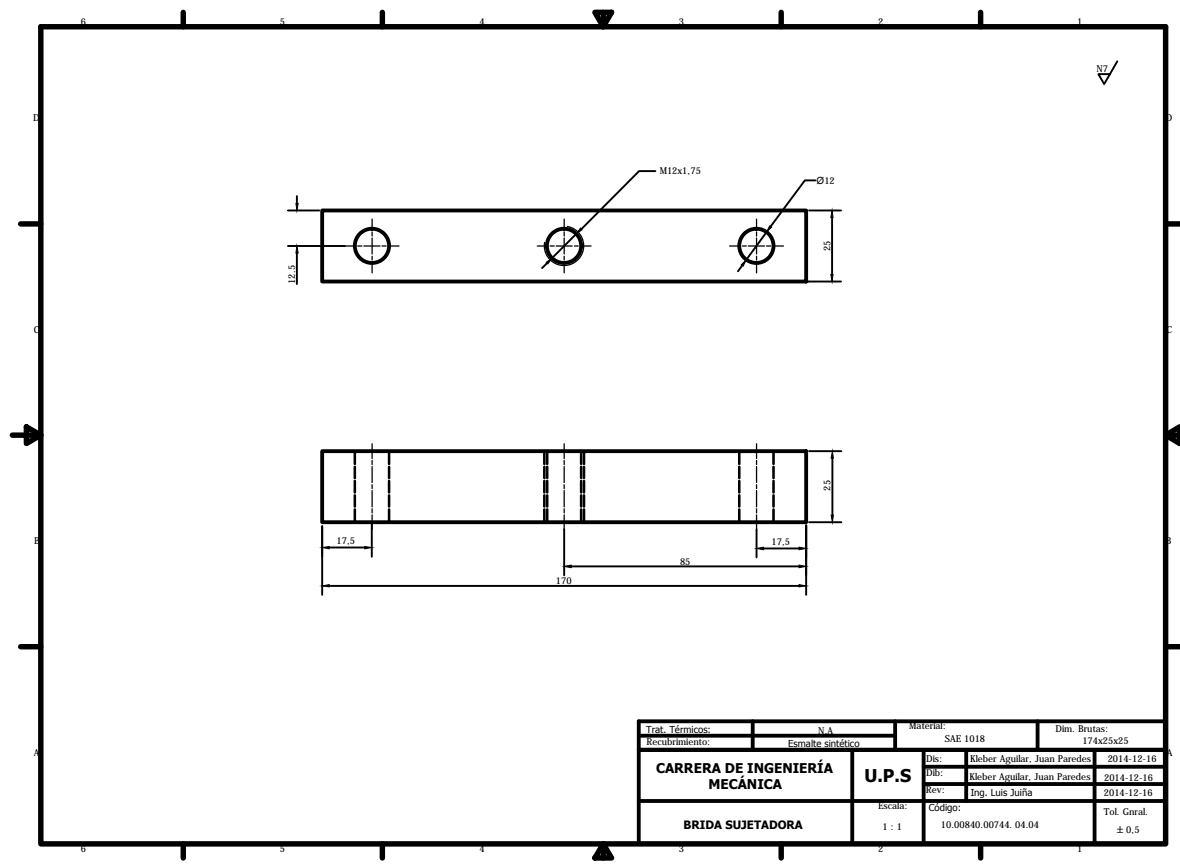
MATERIAL	LARGO	ANCHO	ESPESOR	INERCIA (mm ⁴)	MÓDULO DE ELASTICIDAD (kg/Cm ²)

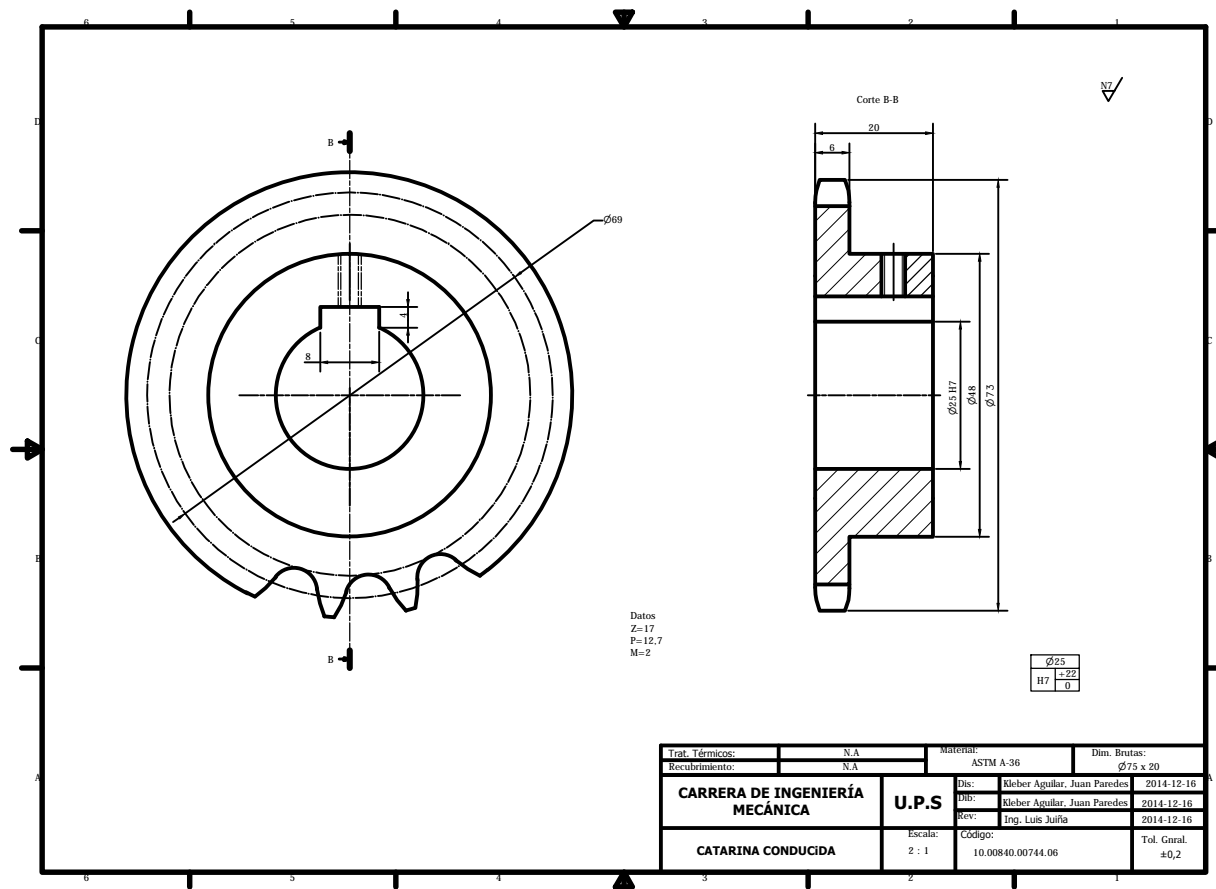


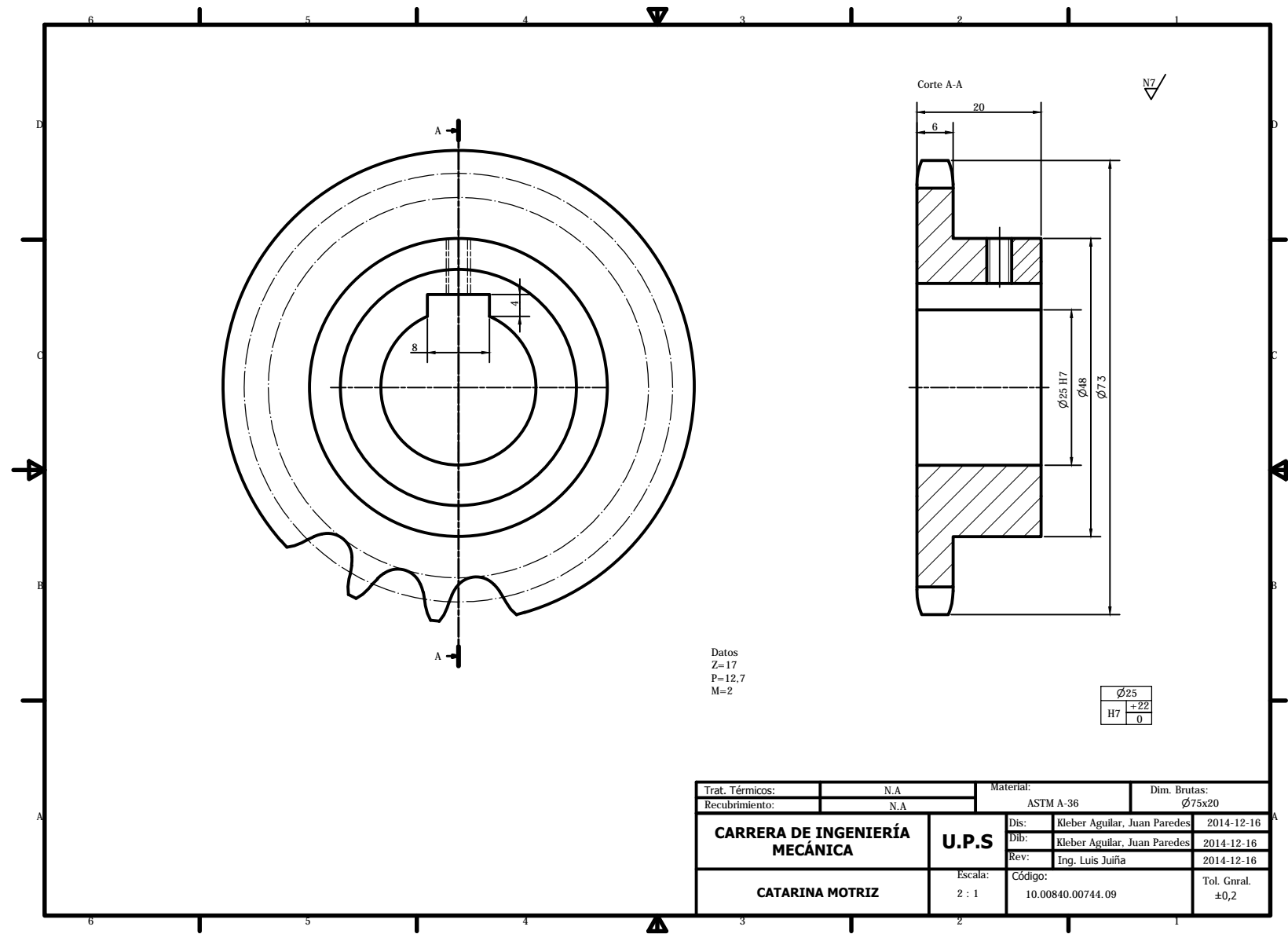


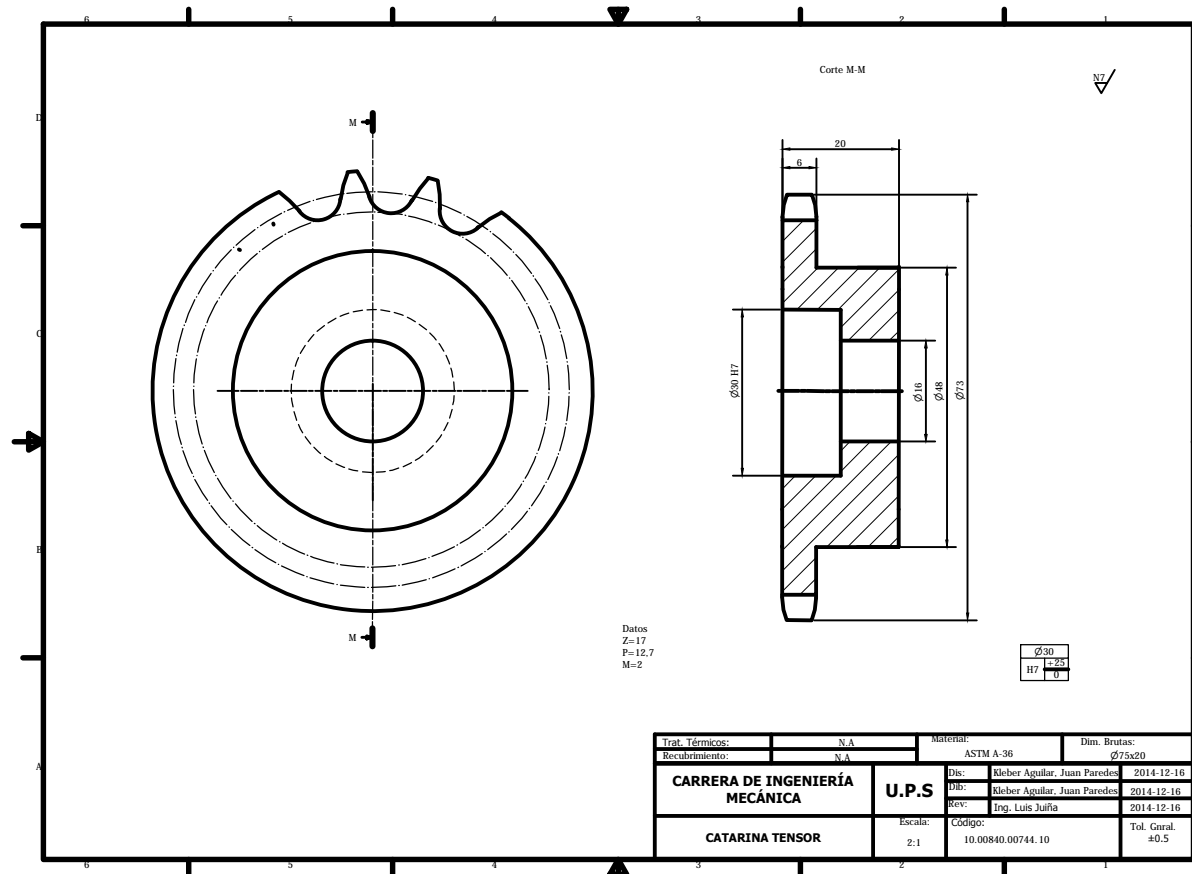


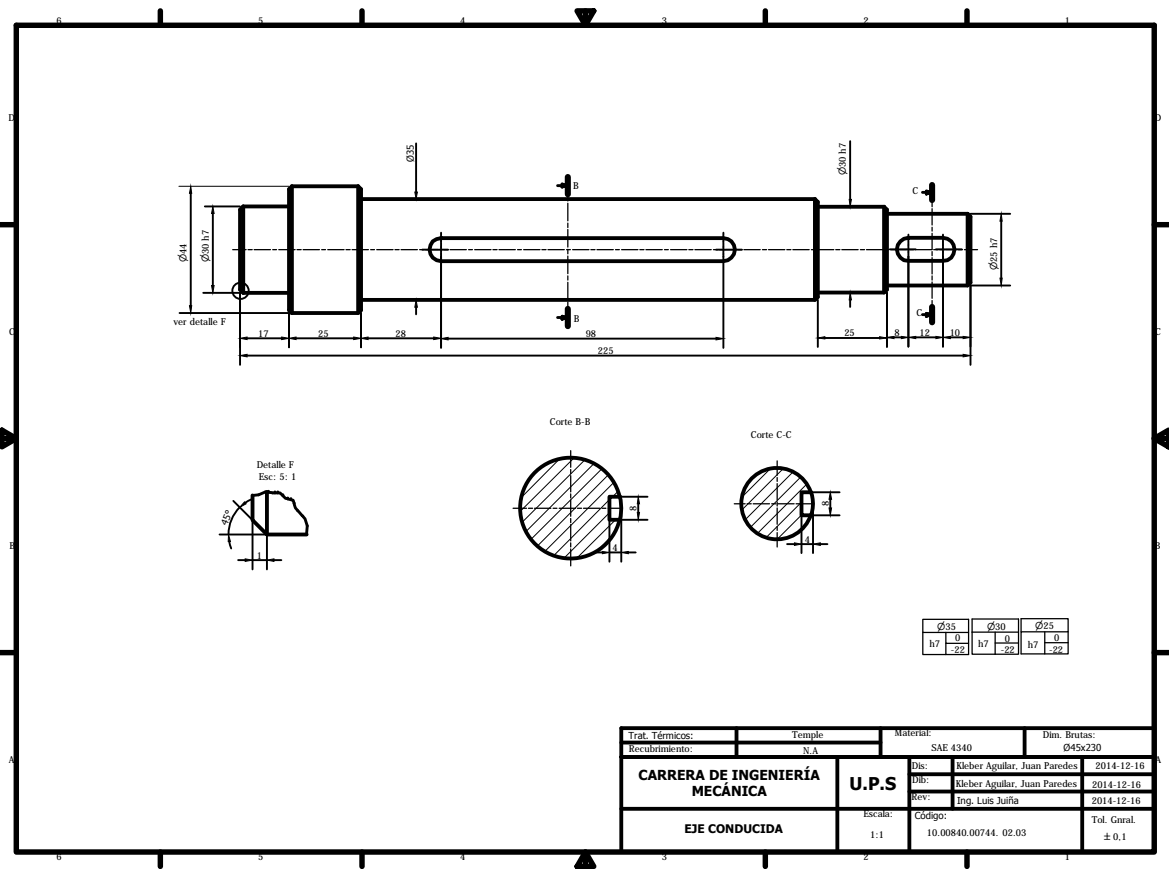


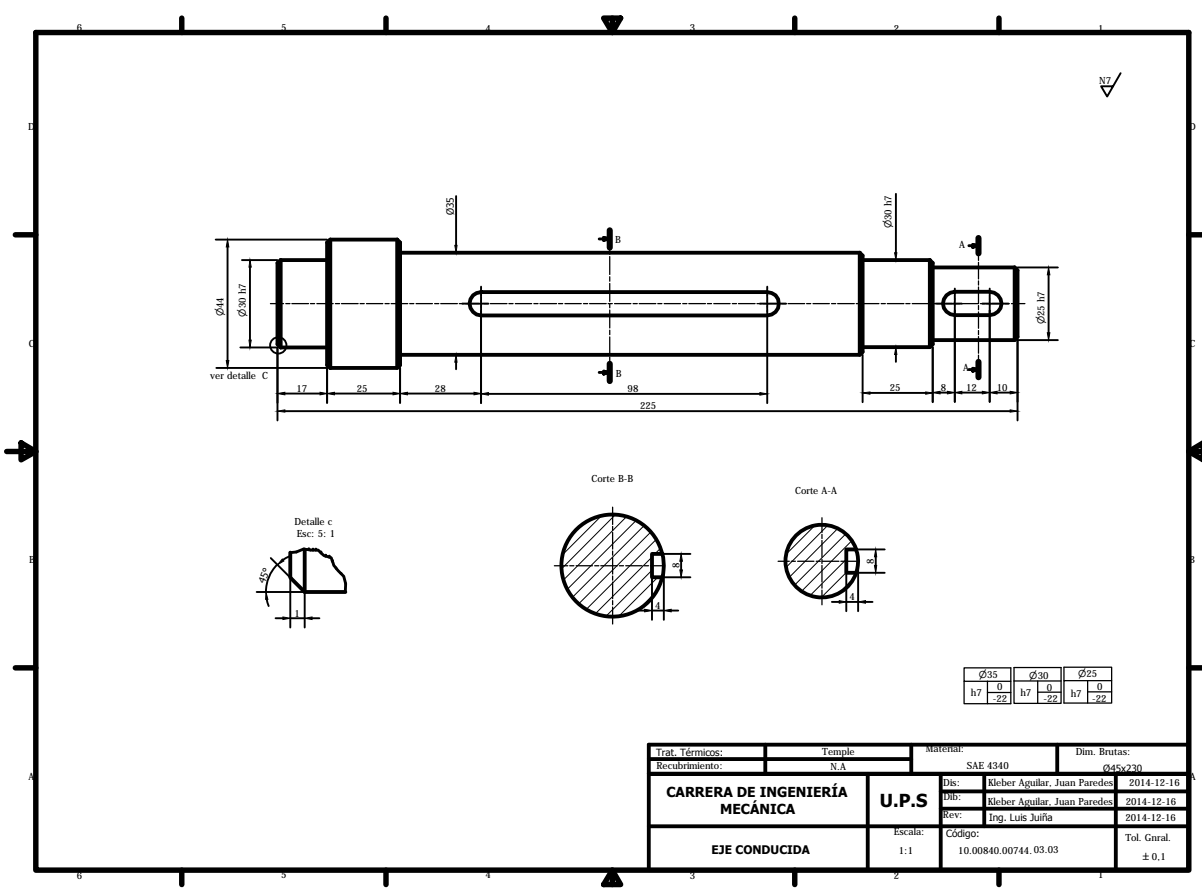






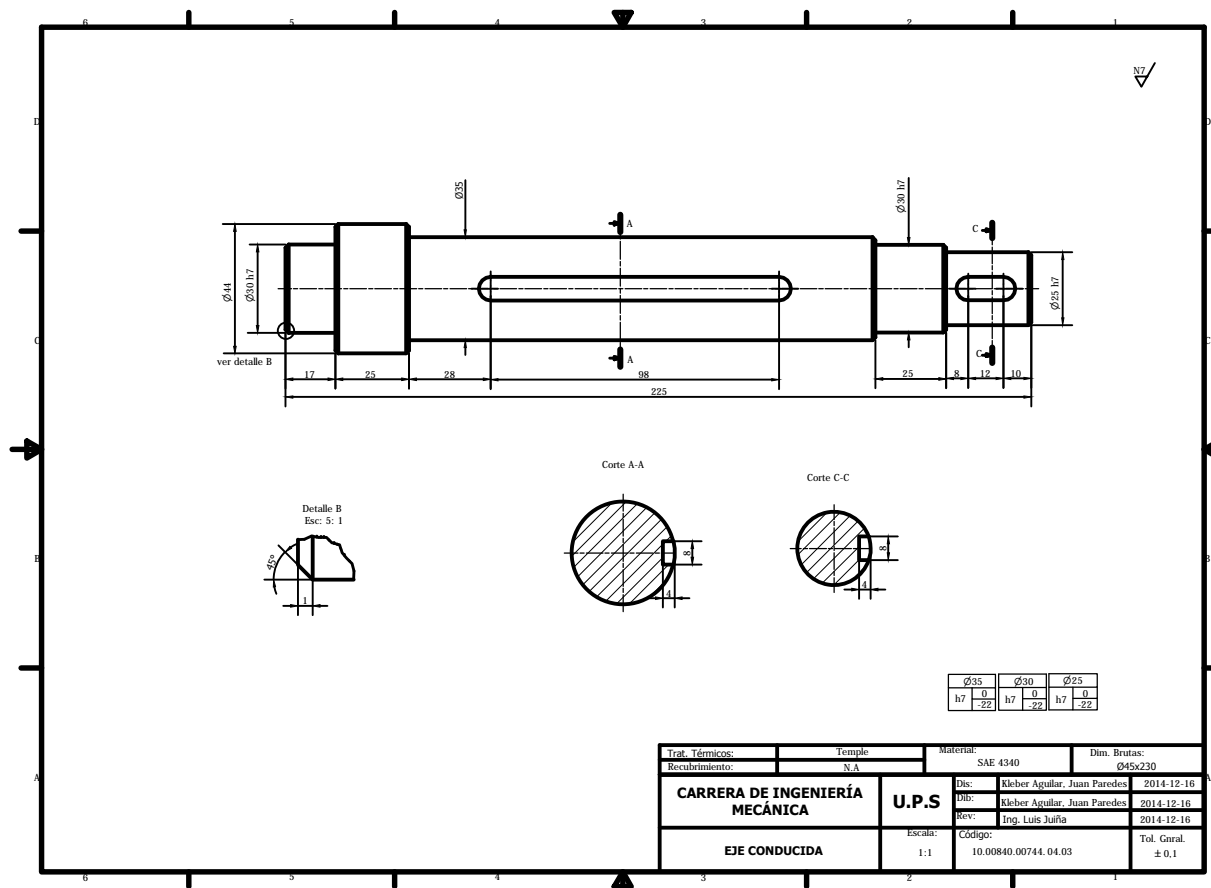


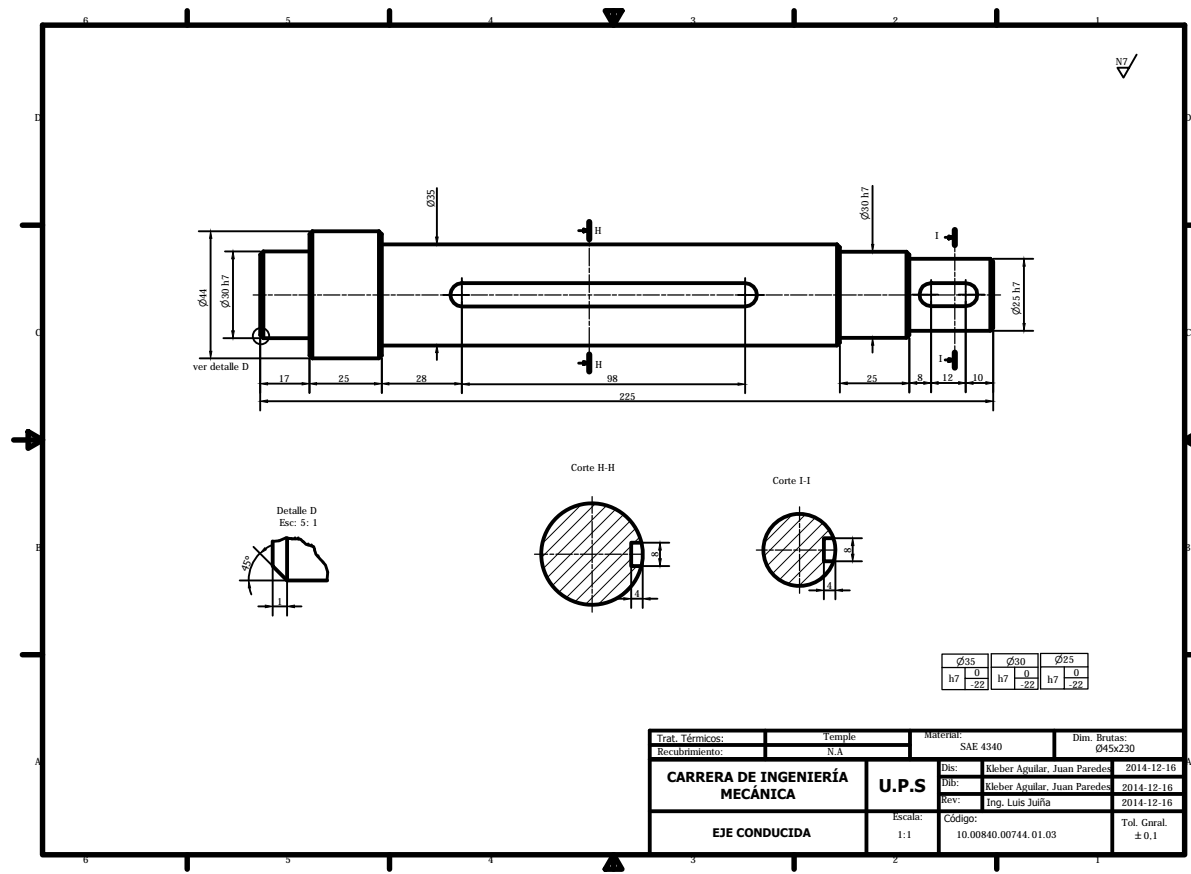




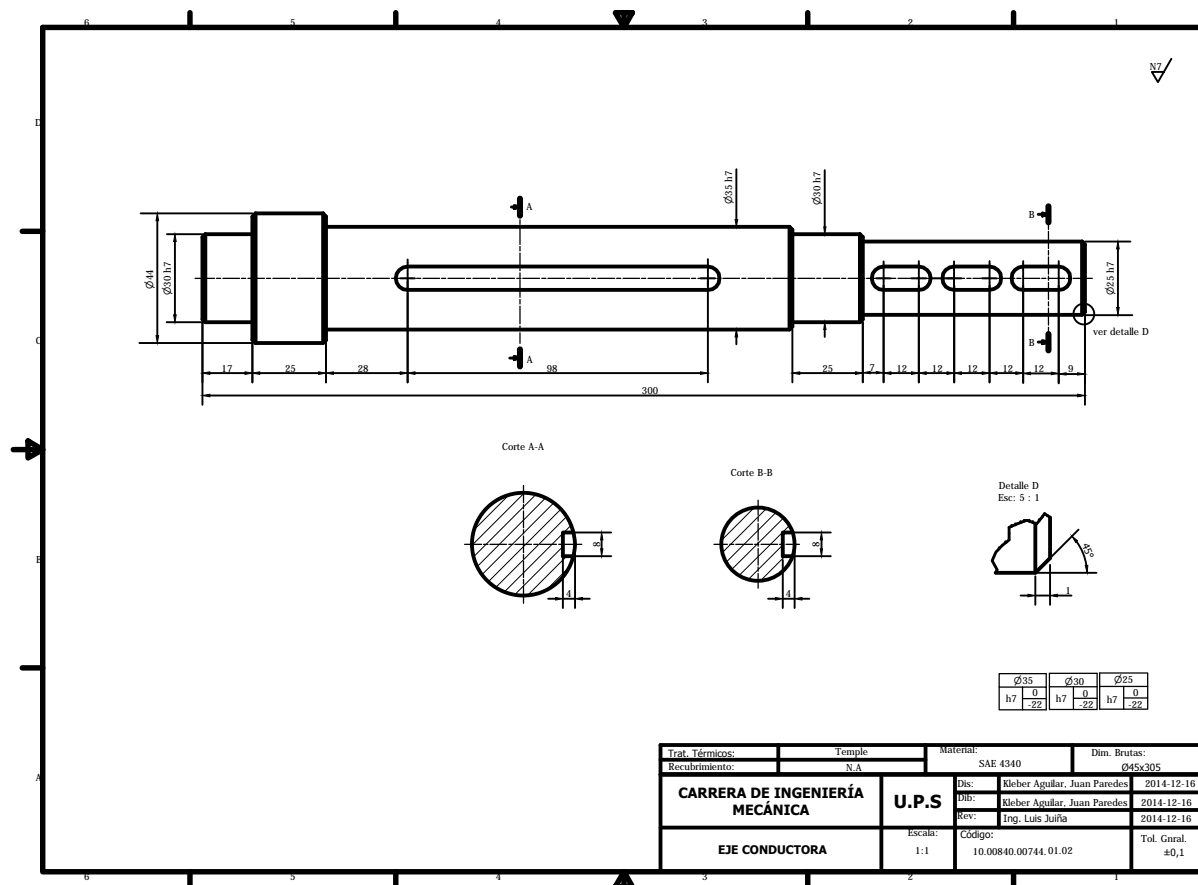
$\phi 35$	$\phi 30$	$\phi 25$
h7	h7	h7
0	0	0
-22	-22	-22

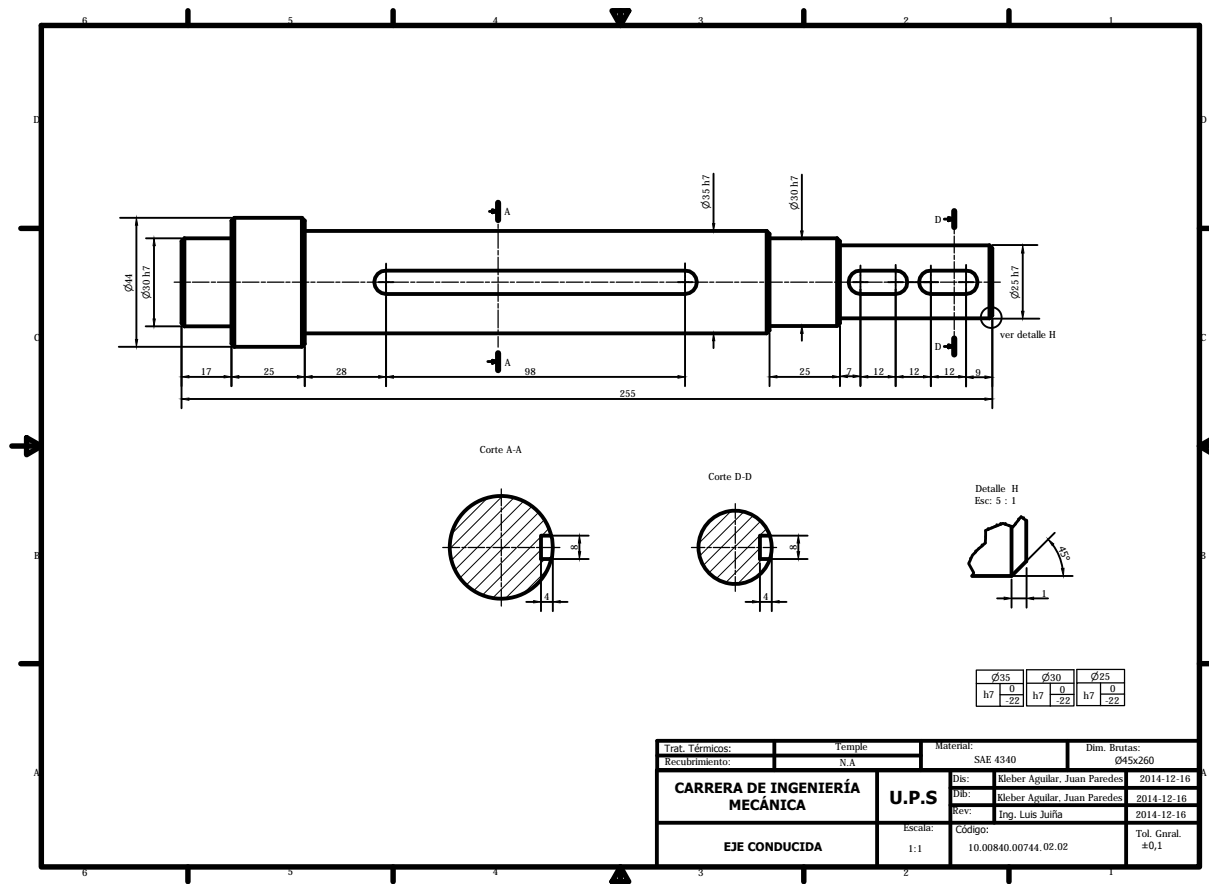
Trat. Térmicos:	Temple	Material:	Dim. Brutas:
Recubrimiento:	N.A	SAE 4340	$\phi 45 \times 230$
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA	U.P.S	Dis:	Rieher Aguilar, Juan Paredes 2014-12-16
		DB:	Rieher Aguilar, Juan Paredes 2014-12-16
		Rev:	Ing. Luis Juiña 2014-12-16
EJE CONDUCTIDA	Escala:	Código:	Tol. Gnal.
	1:1	10.00840.00744.03.03	± 0.1

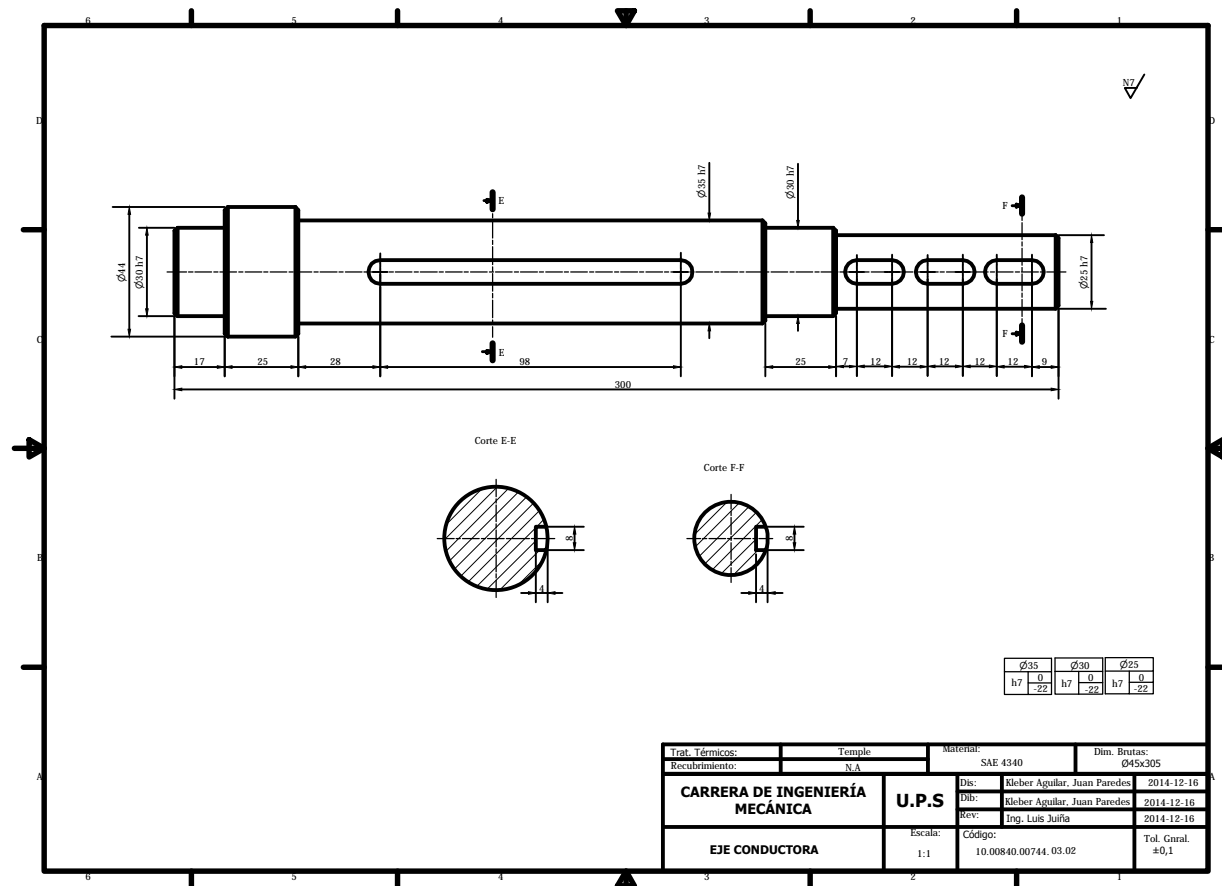


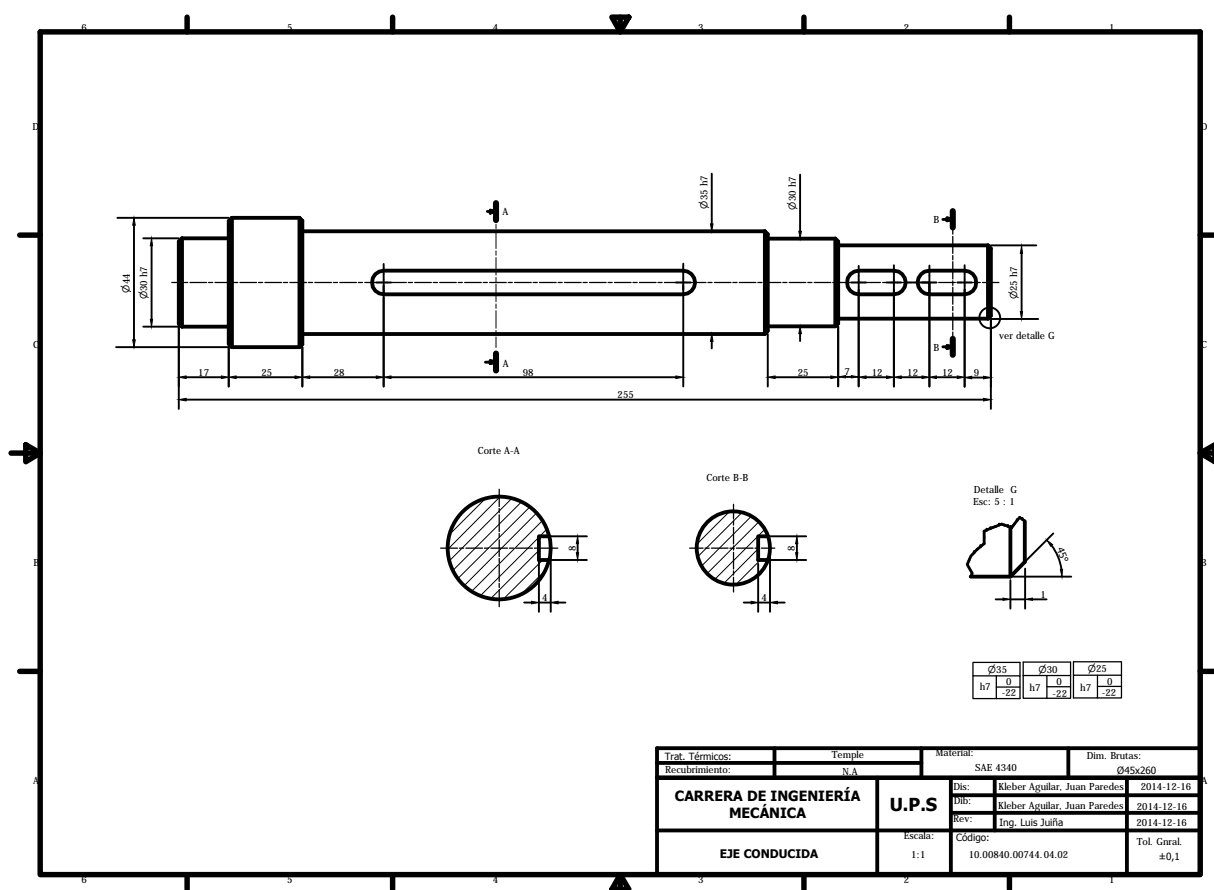


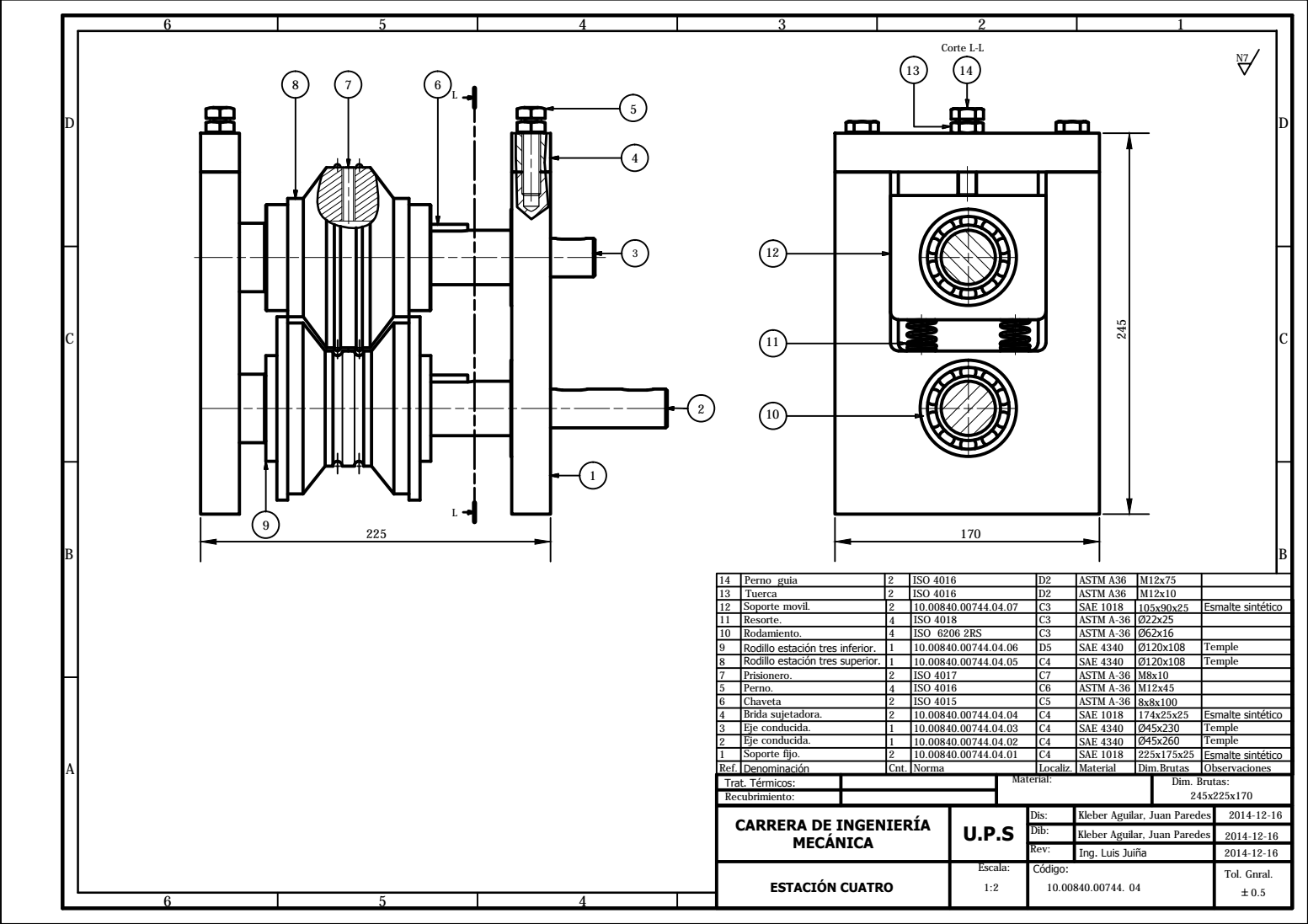
Trat. Térmicos:	Temple	Material:	SAE 4340	Dim. Brutas:	$\varnothing 45 \times 230$
Recubrimiento:	N.A				
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA		Dib:	Kleber Aguilar, Juan Paredes	2014-12-16	
		Rev:	Kleber Aguilar, Juan Paredes	2014-12-16	
		Ing. Luis Juliá		2014-12-16	
EJE CONDUCCIDA		Escala:	1:1	Código:	10.00840.00744.01.03
				Tol. Gnal.	± 0.1

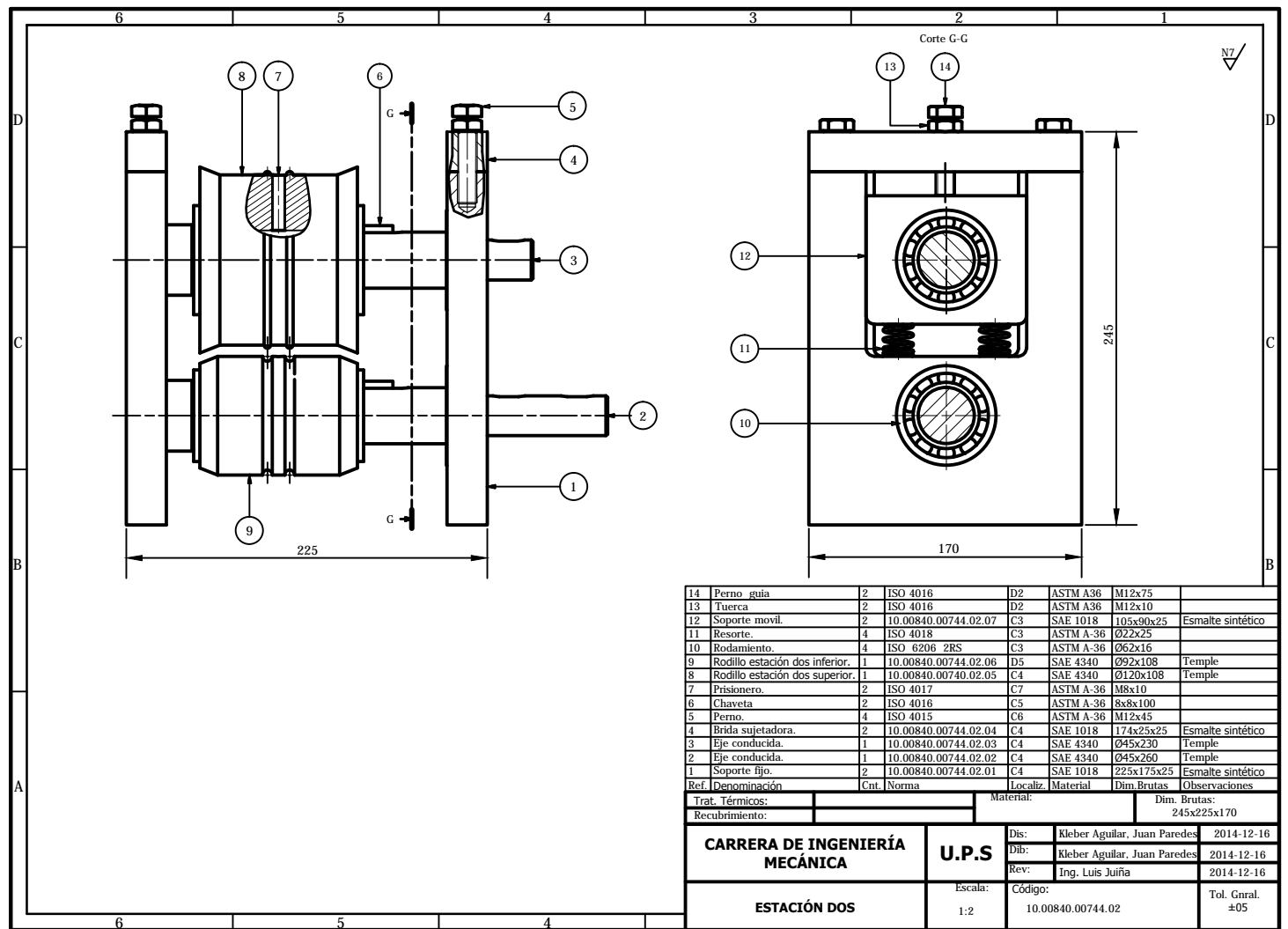


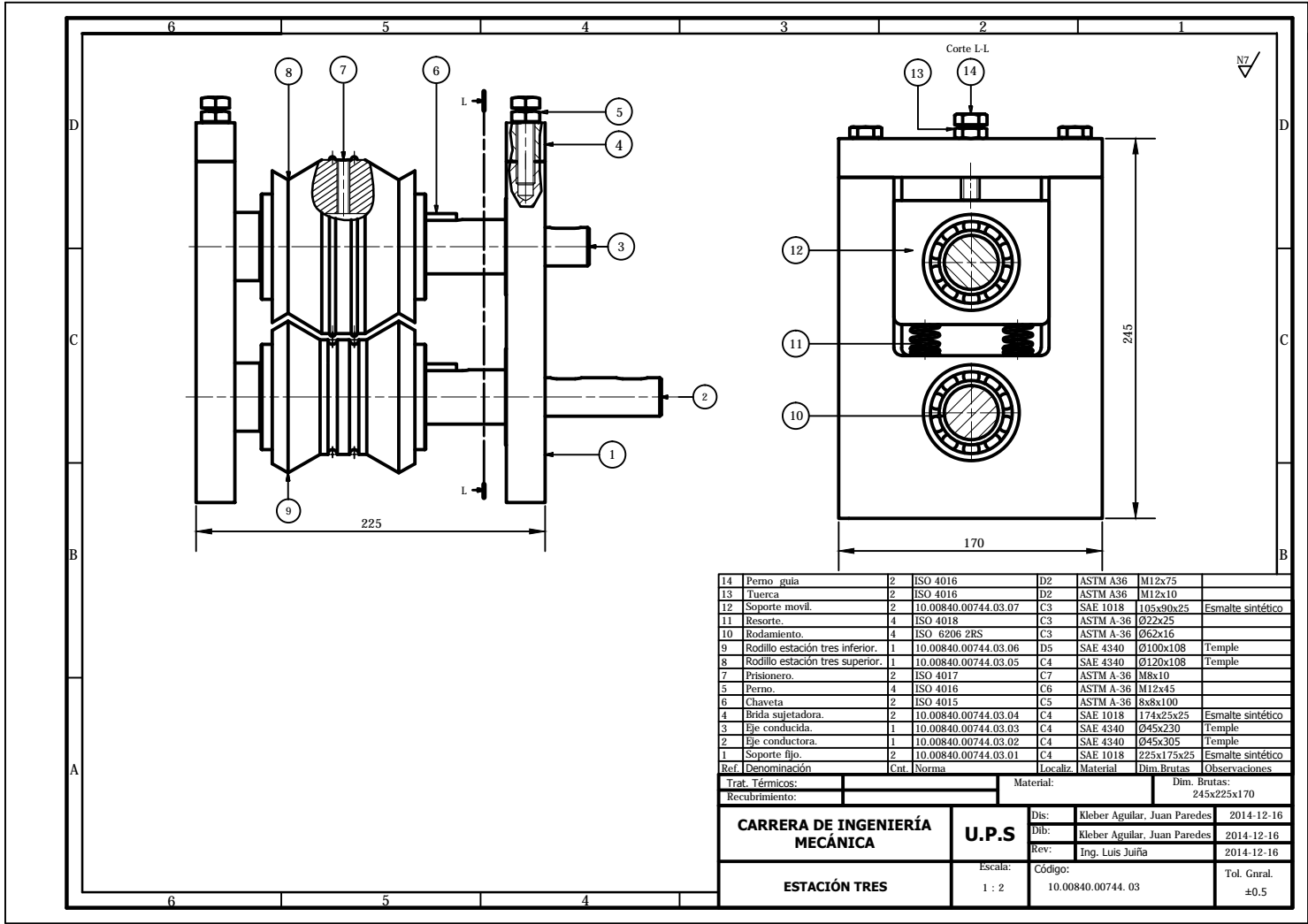


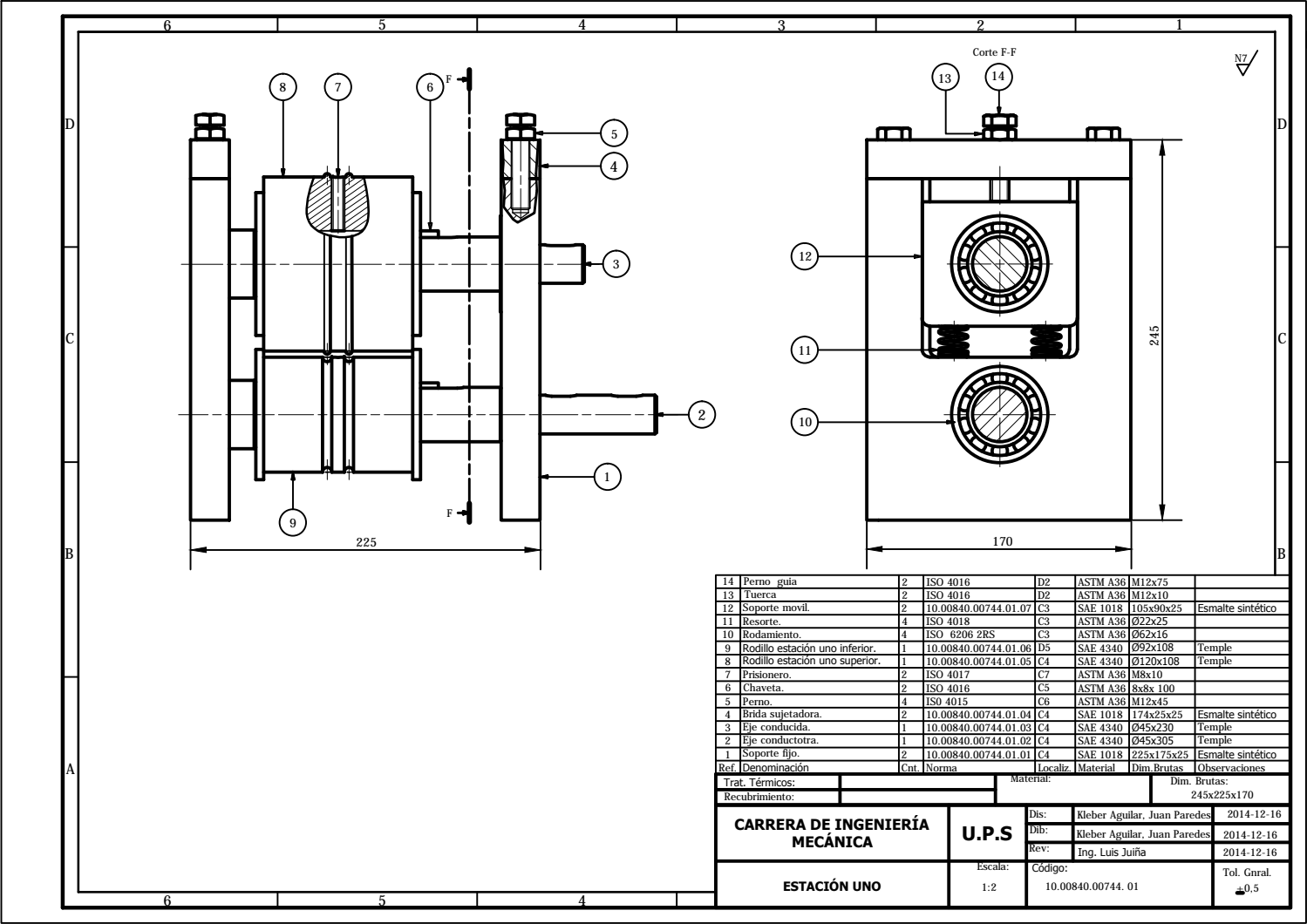


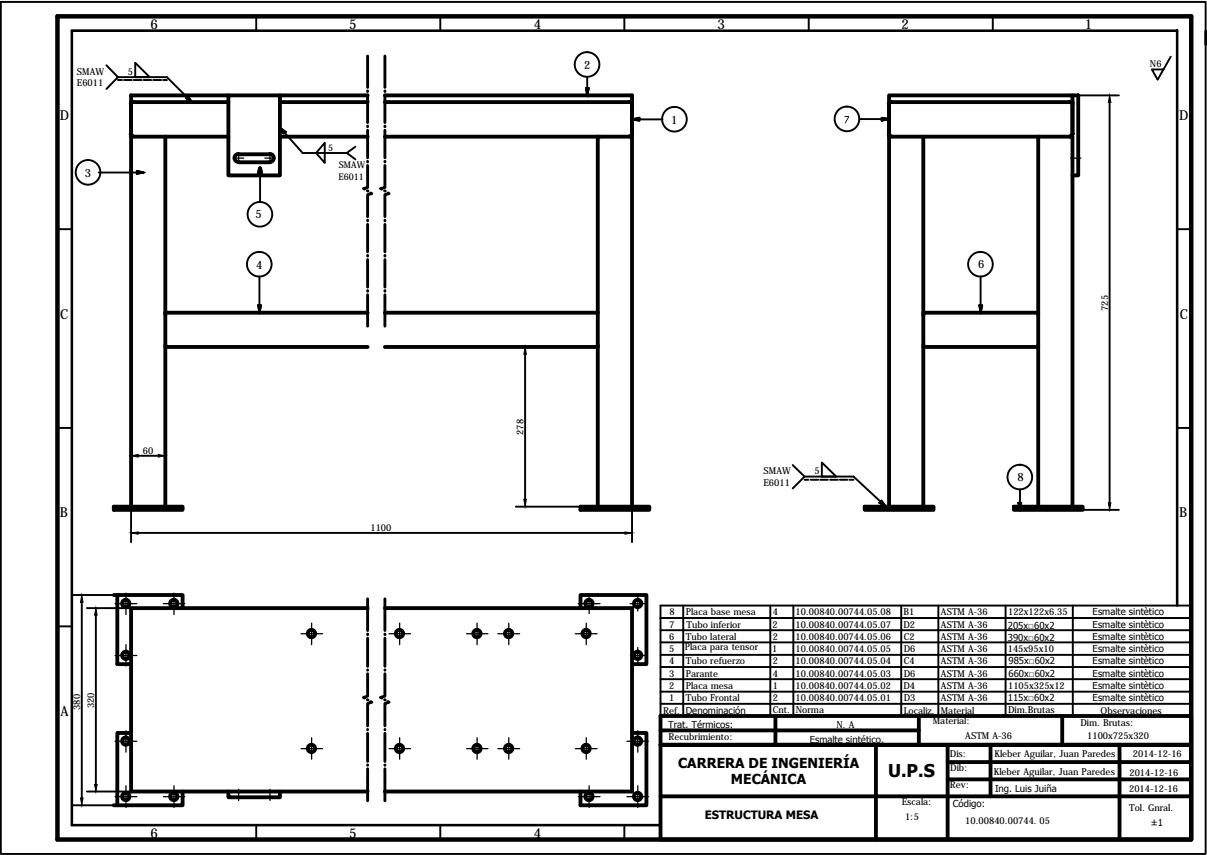


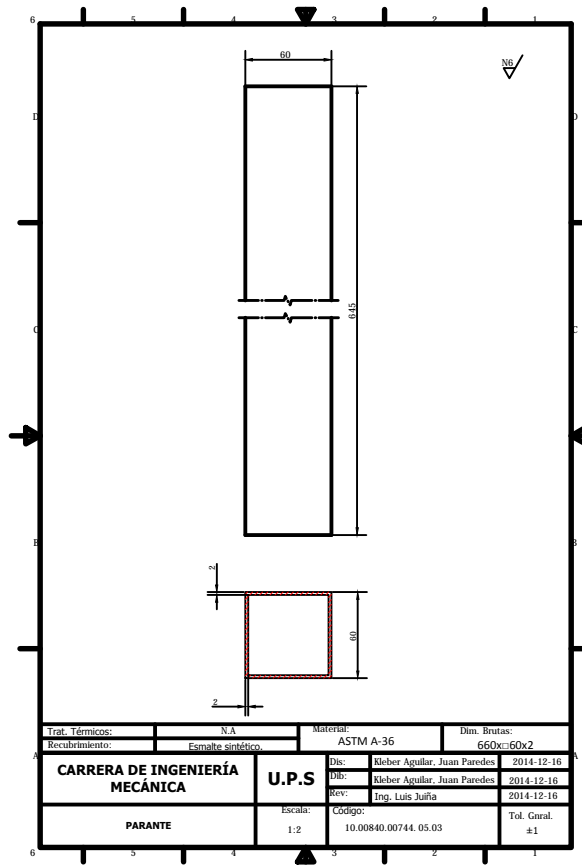


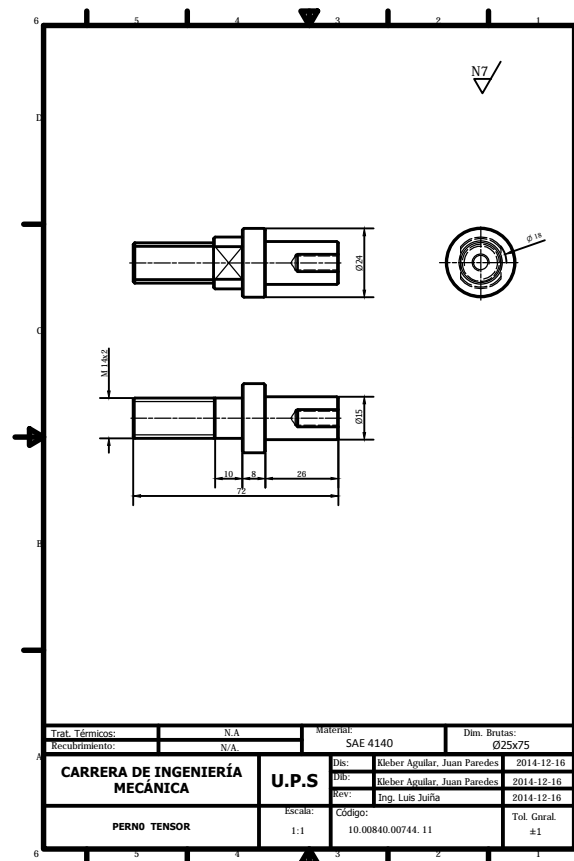


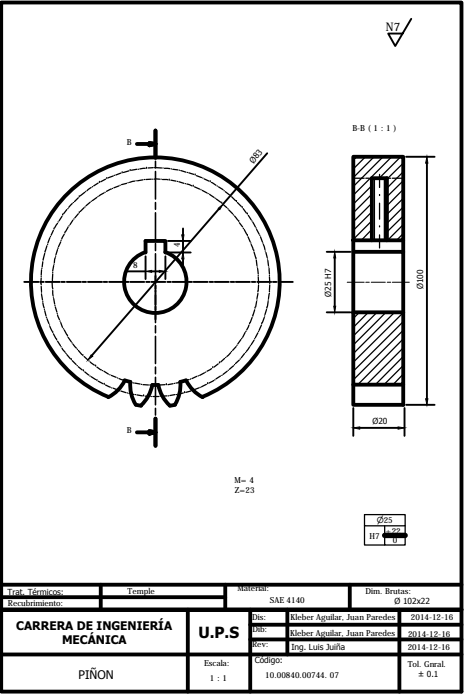


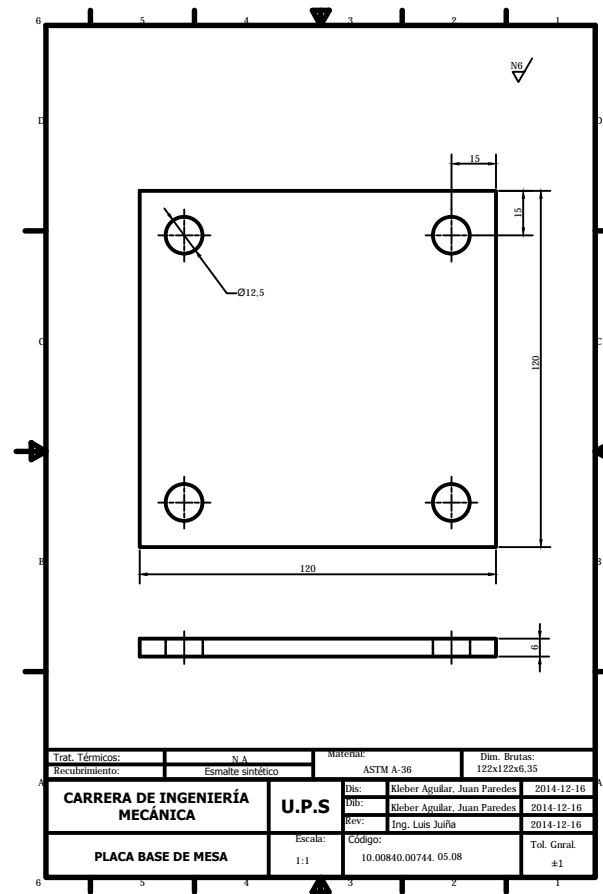


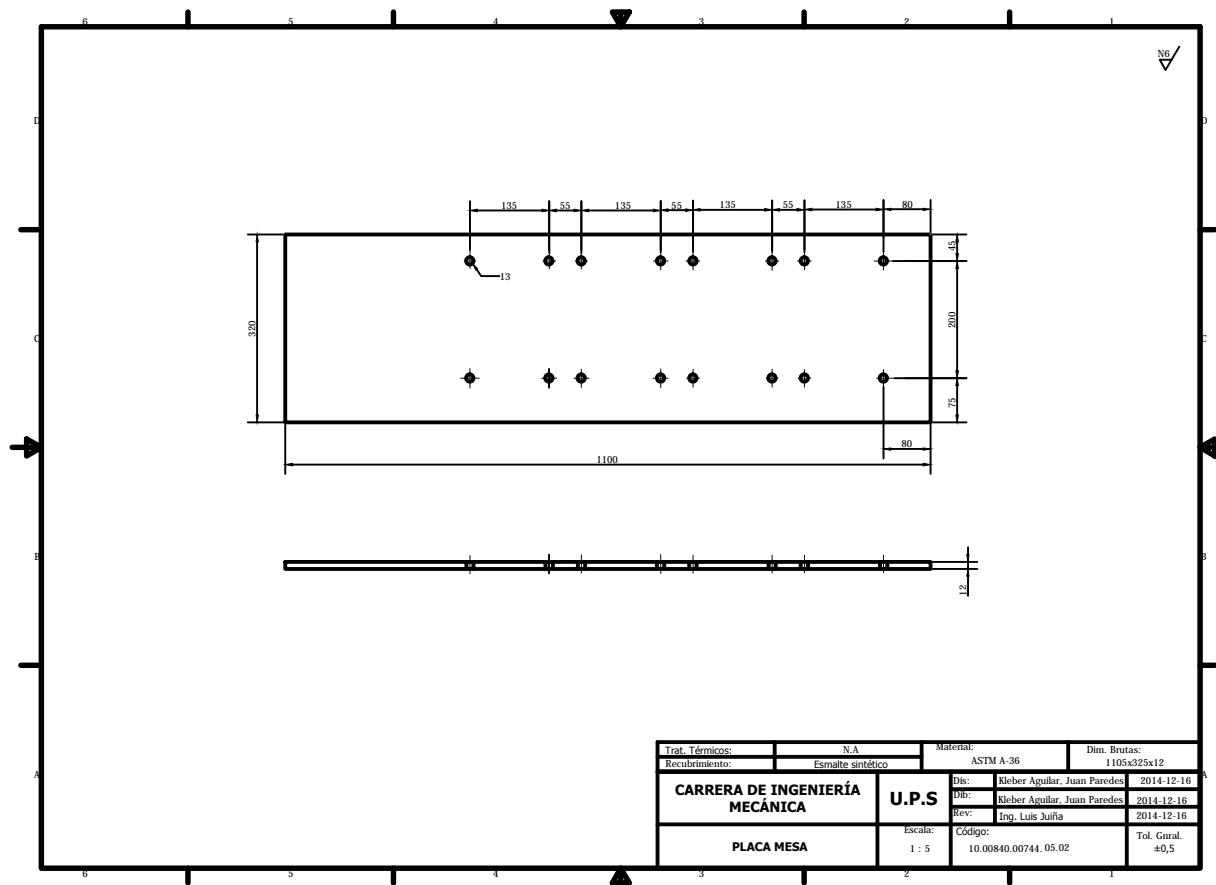


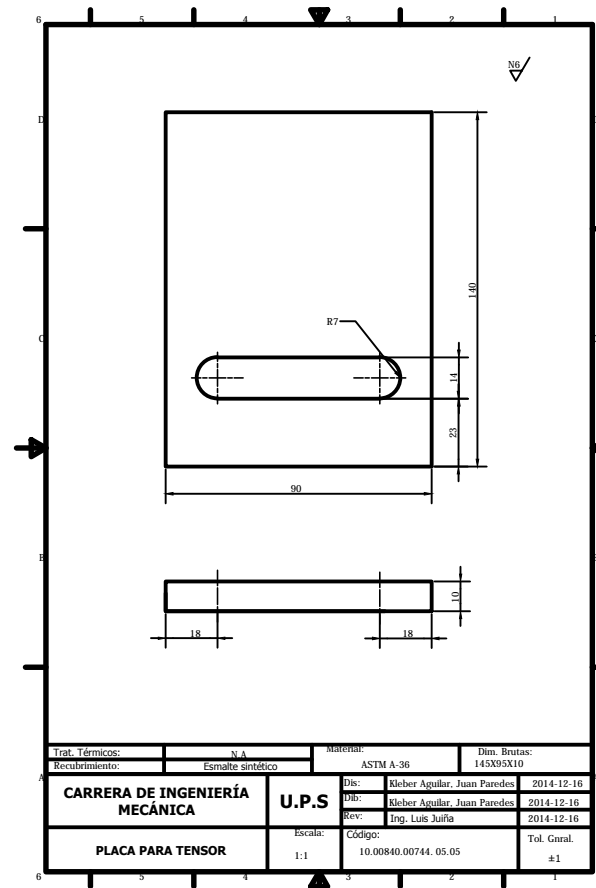


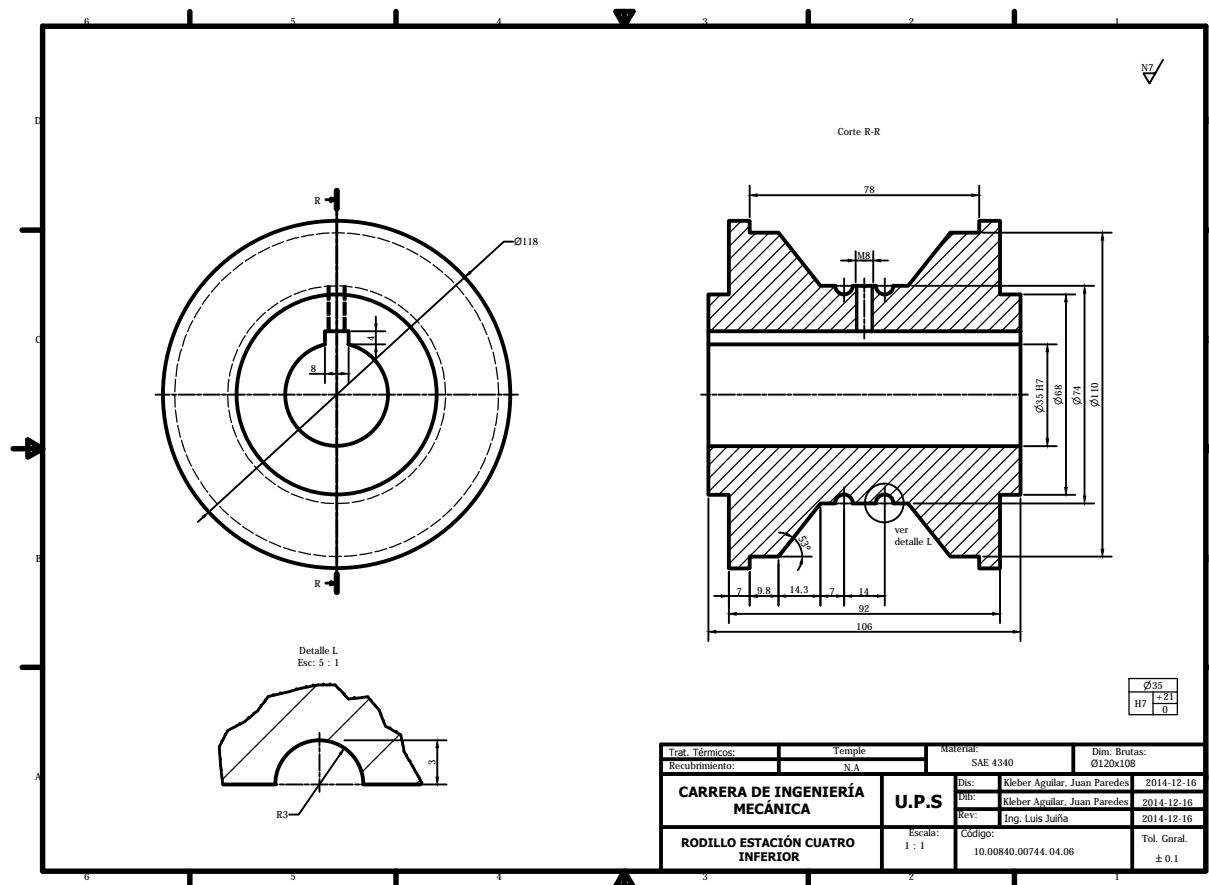


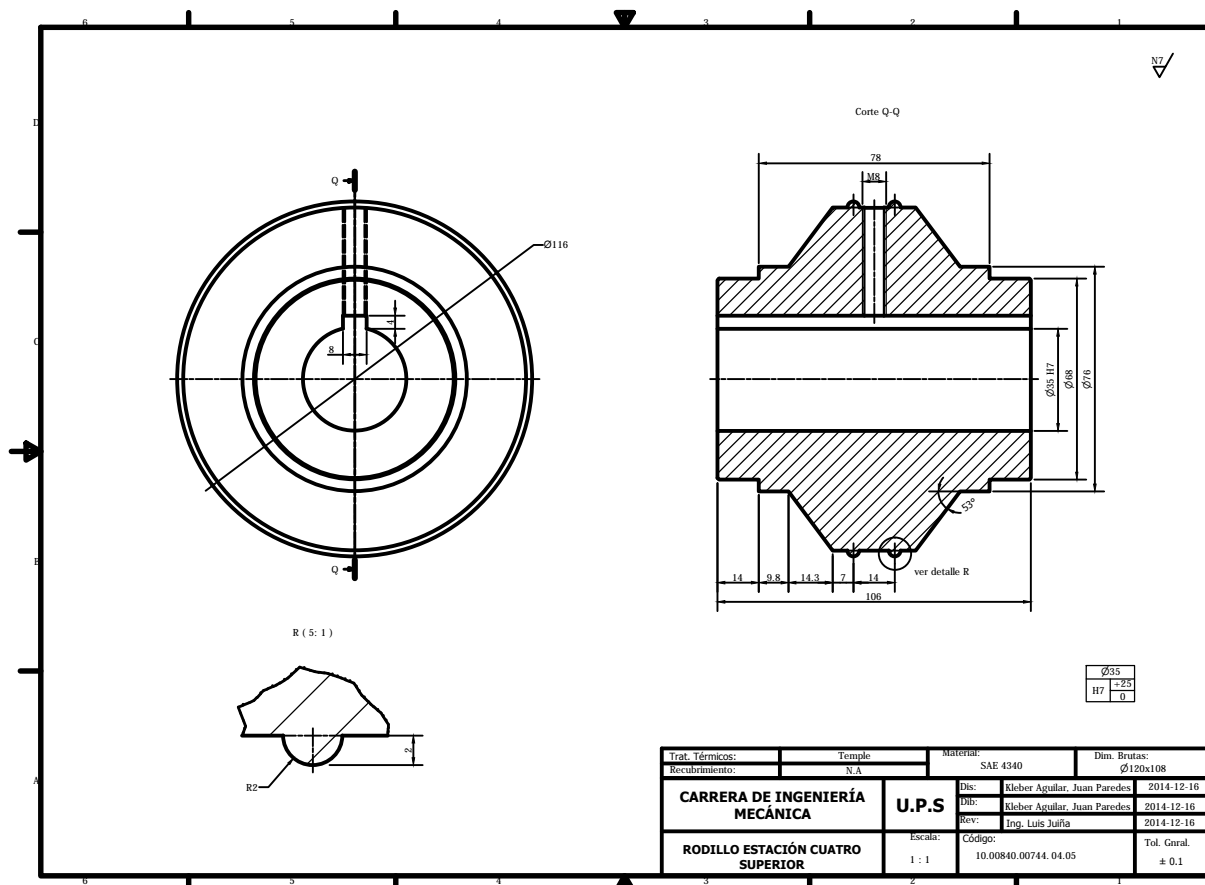


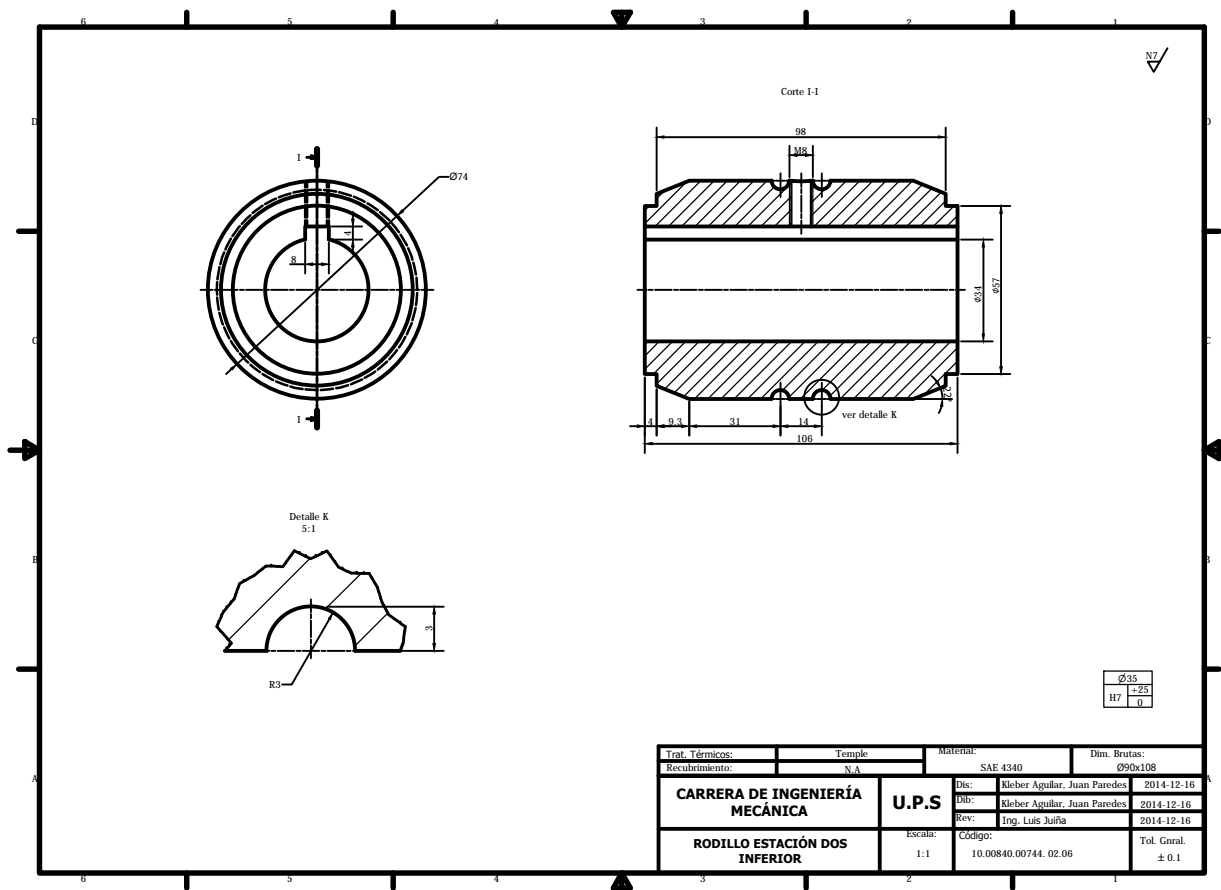


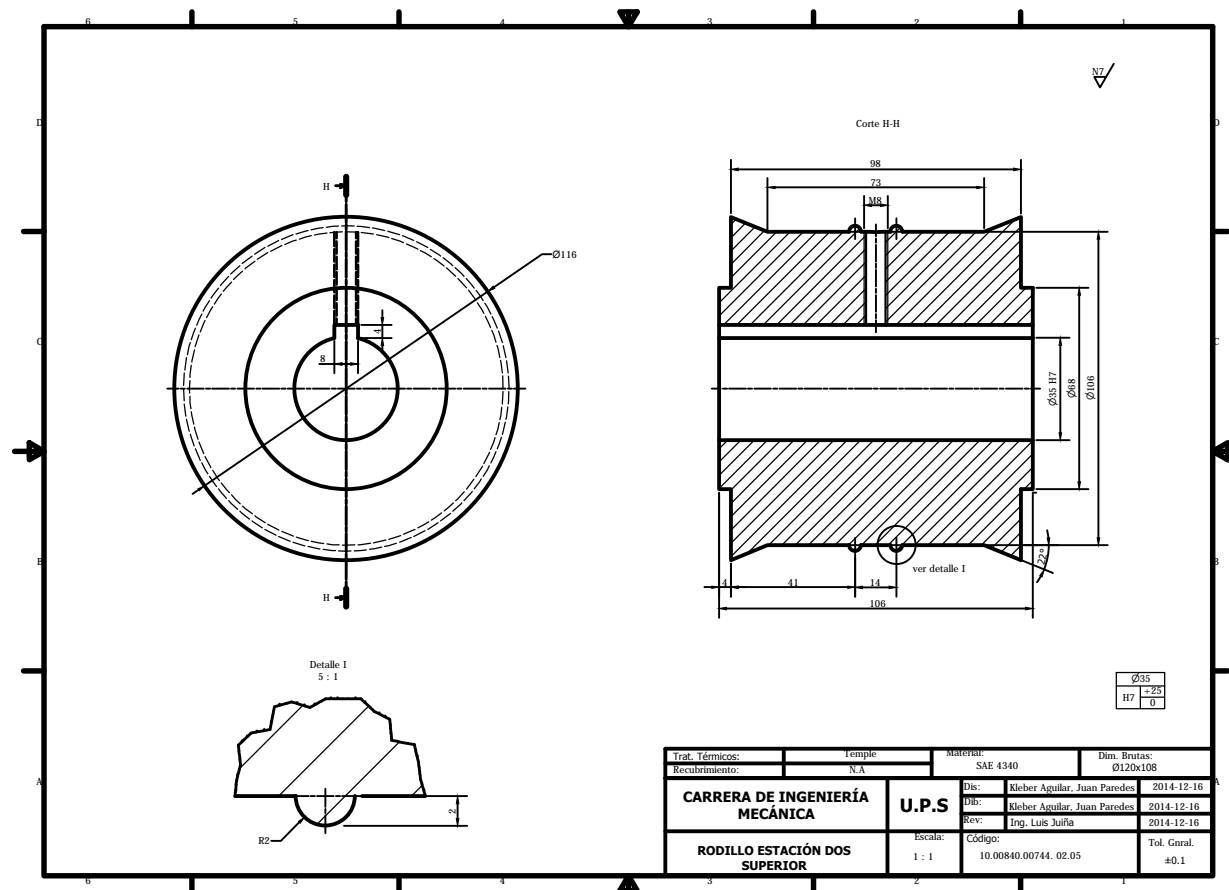


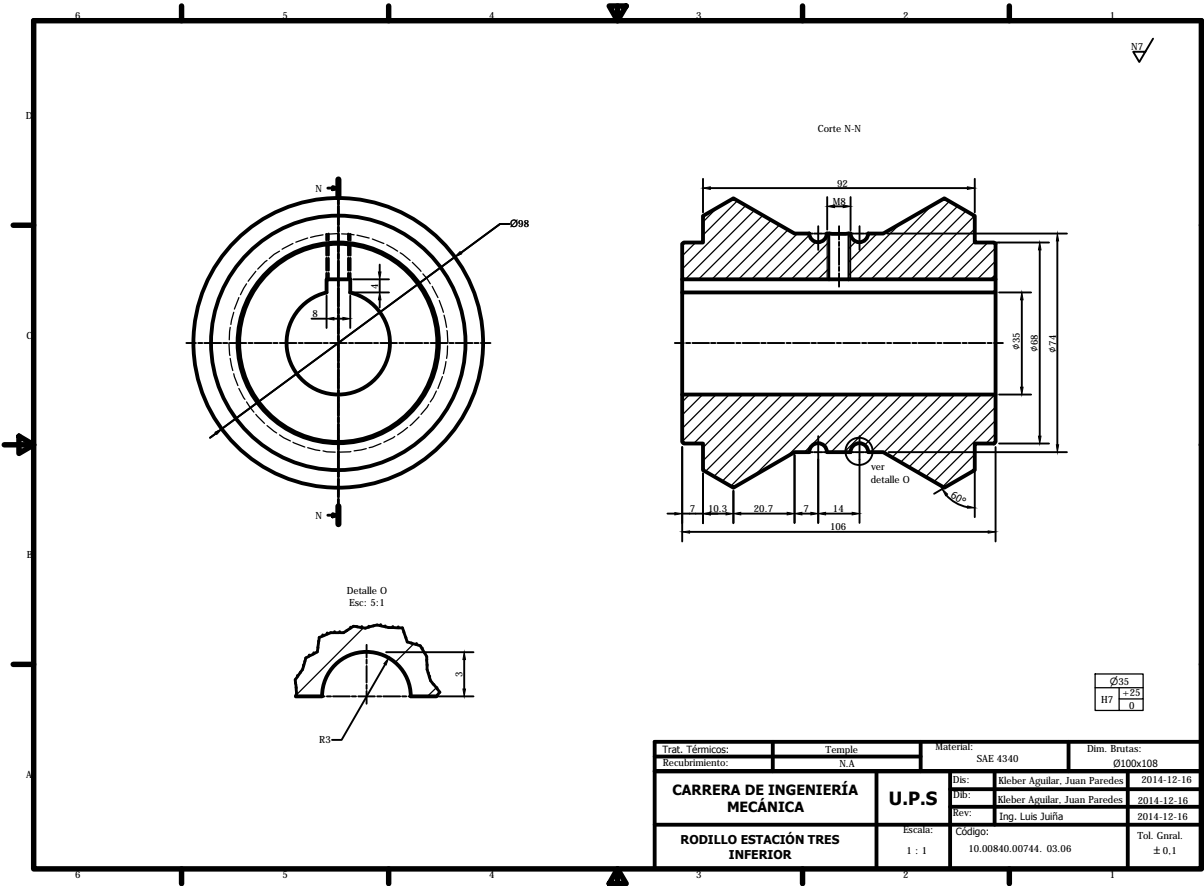
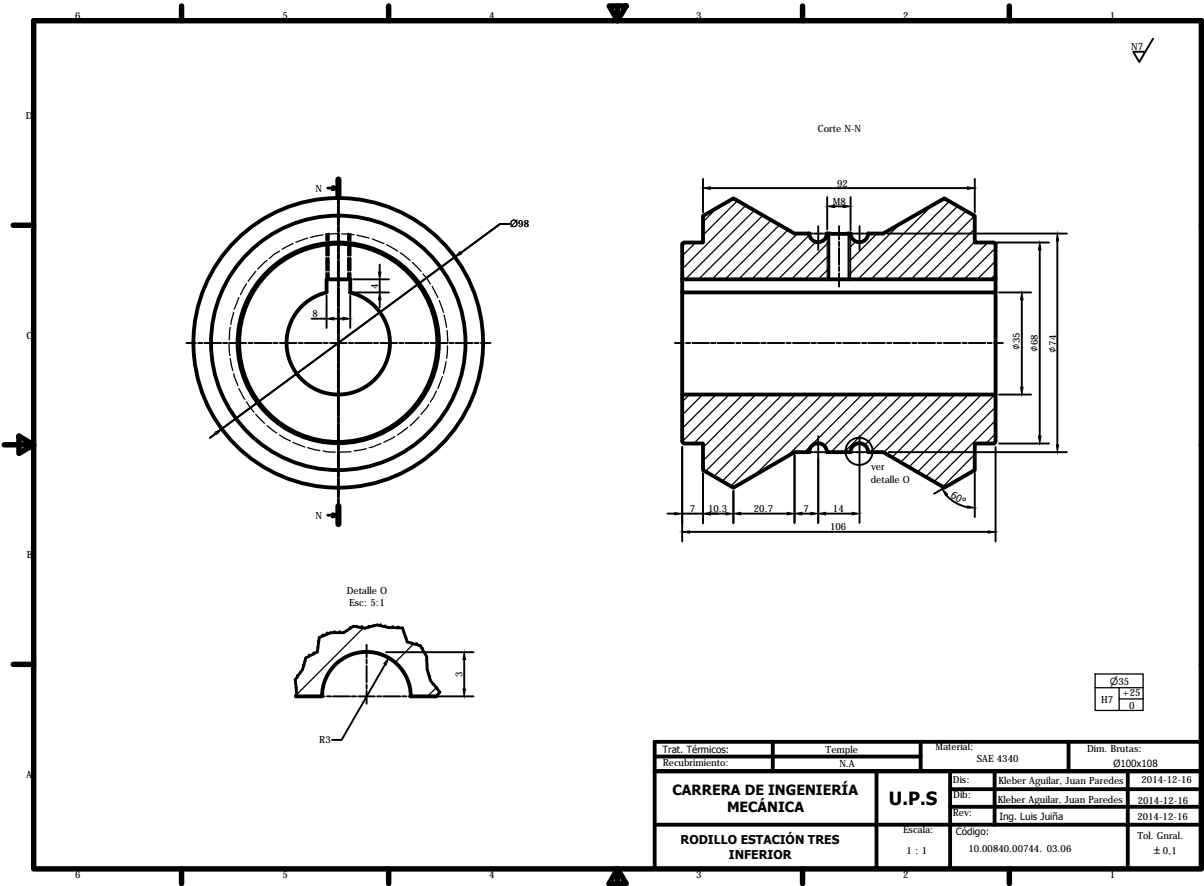


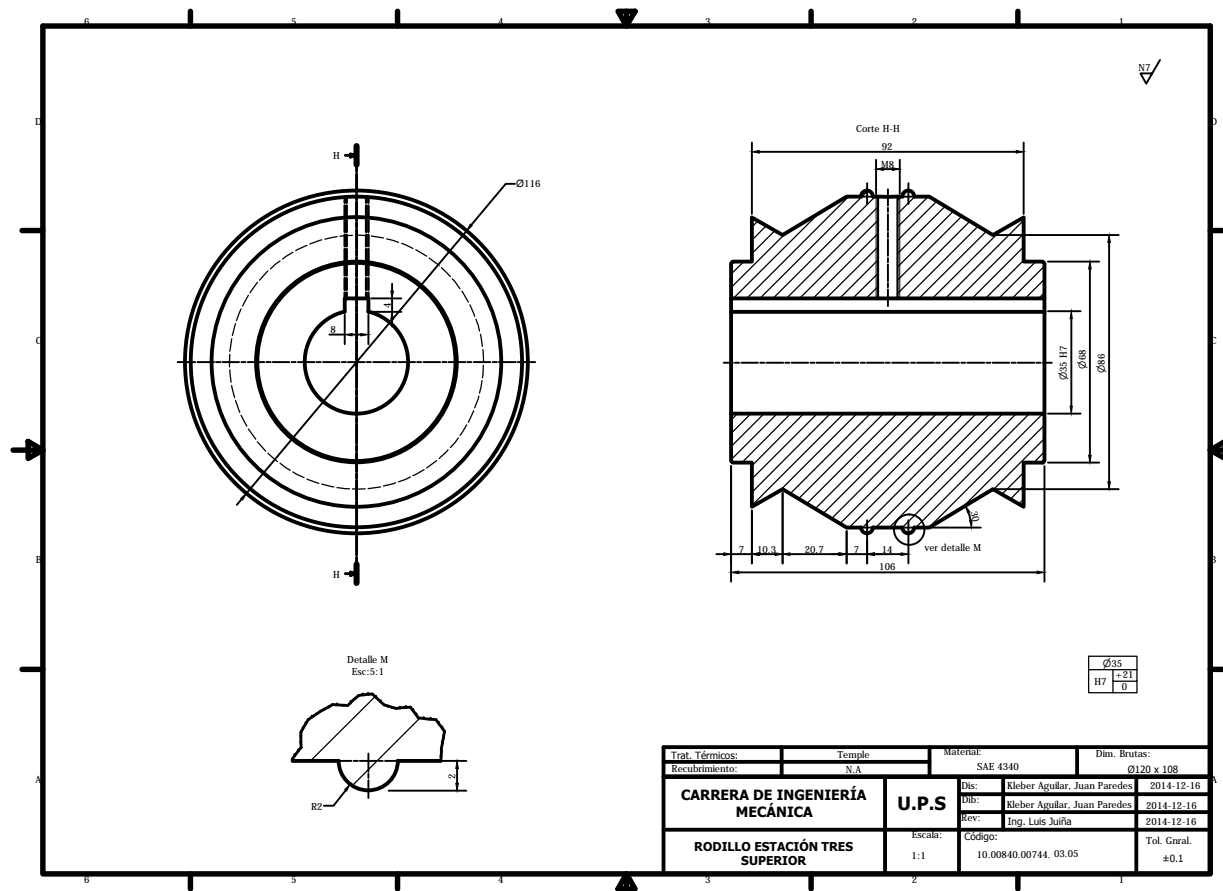


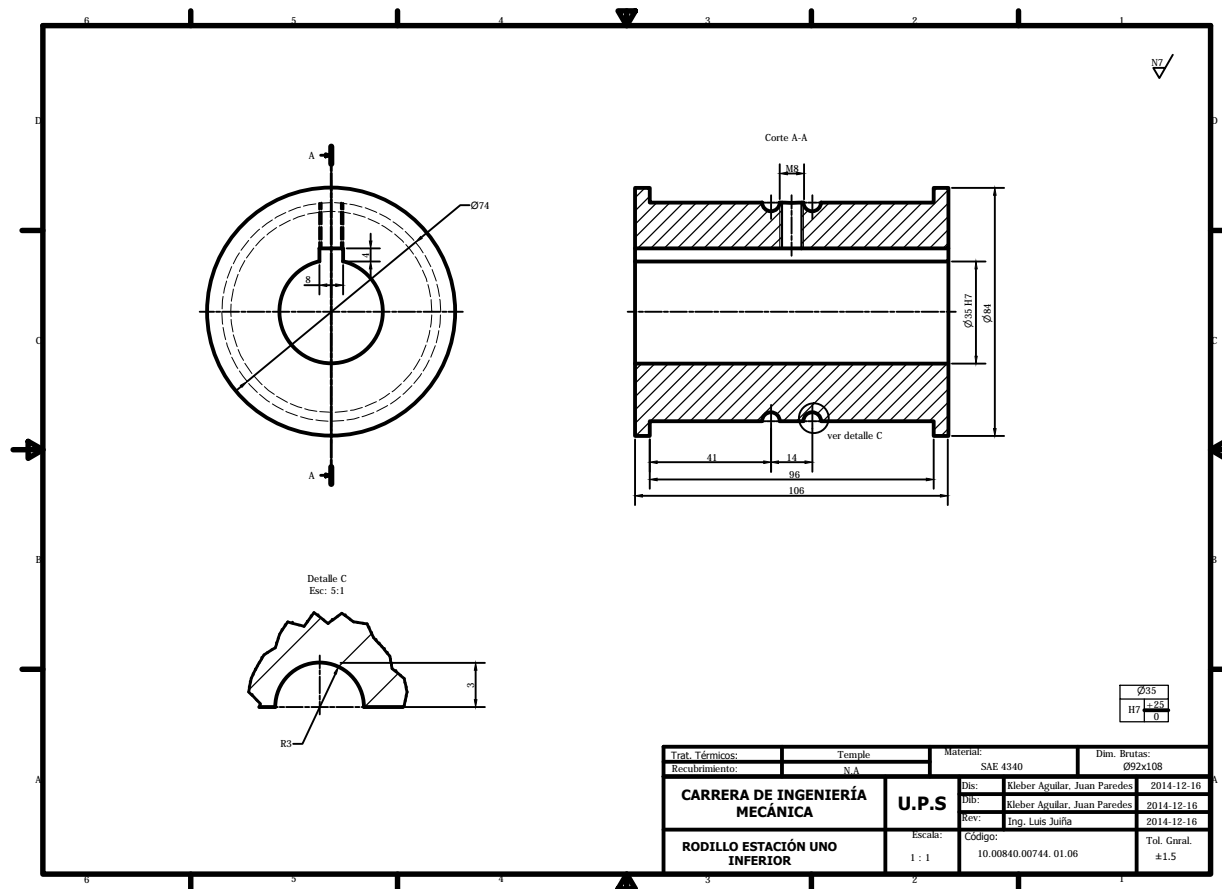


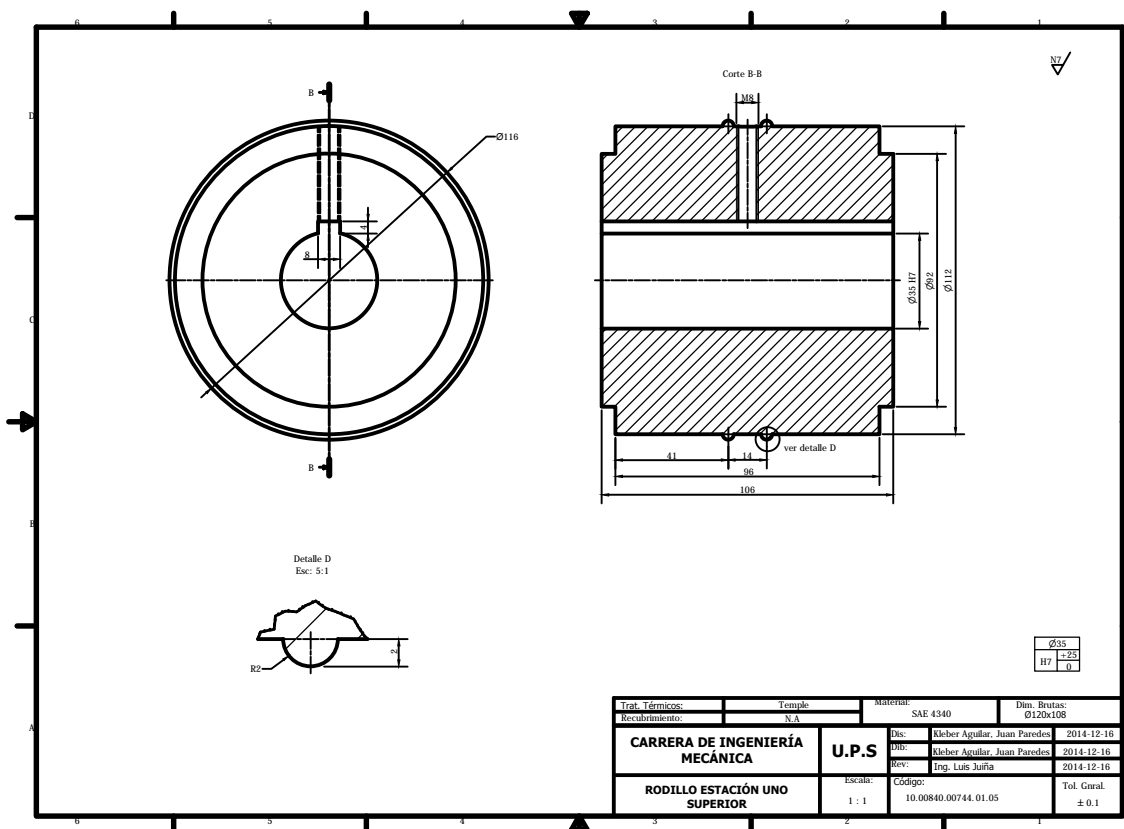


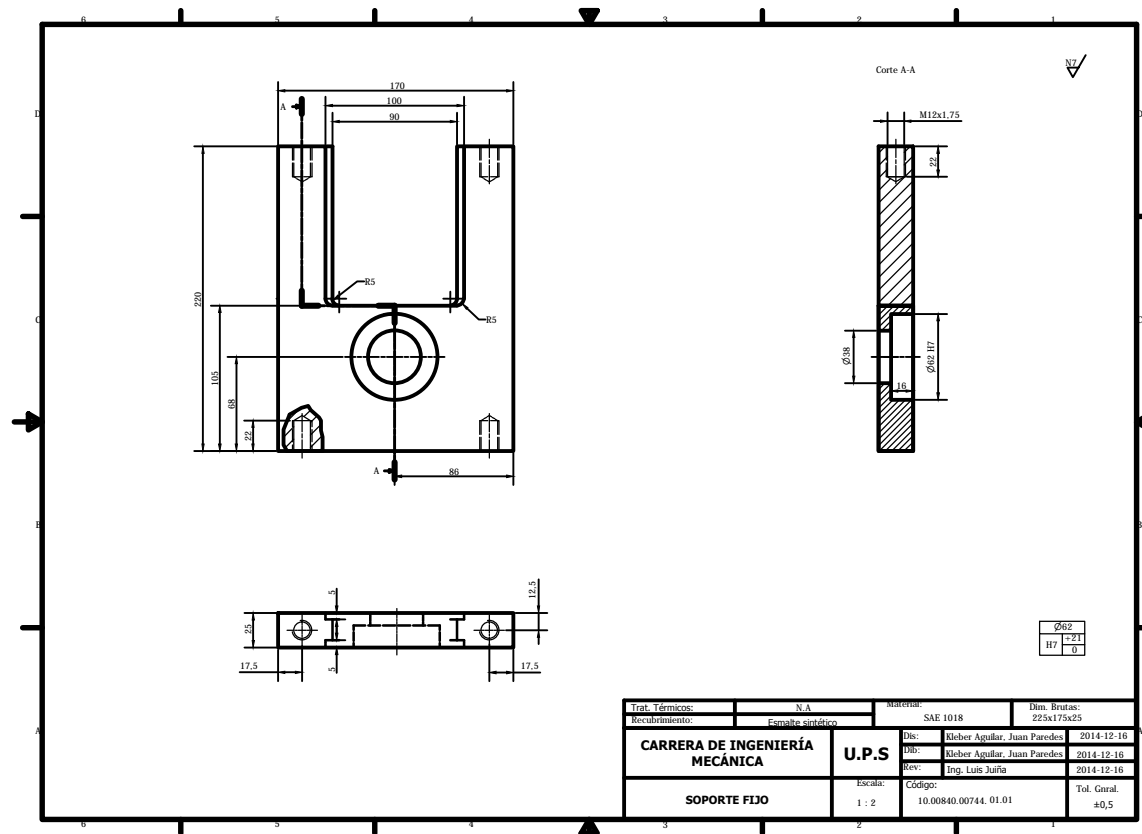


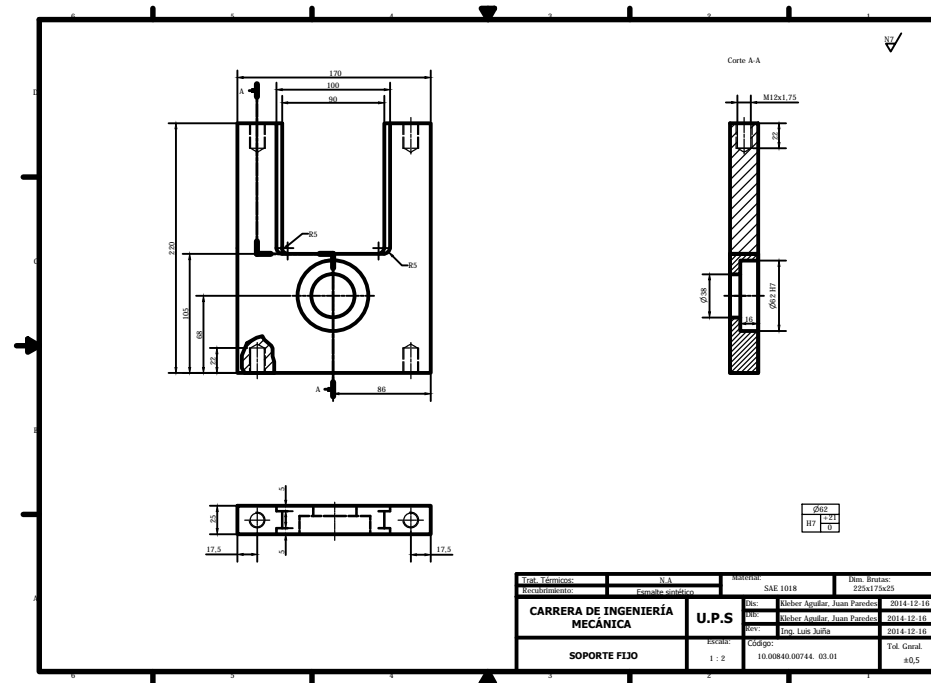
[illegible]

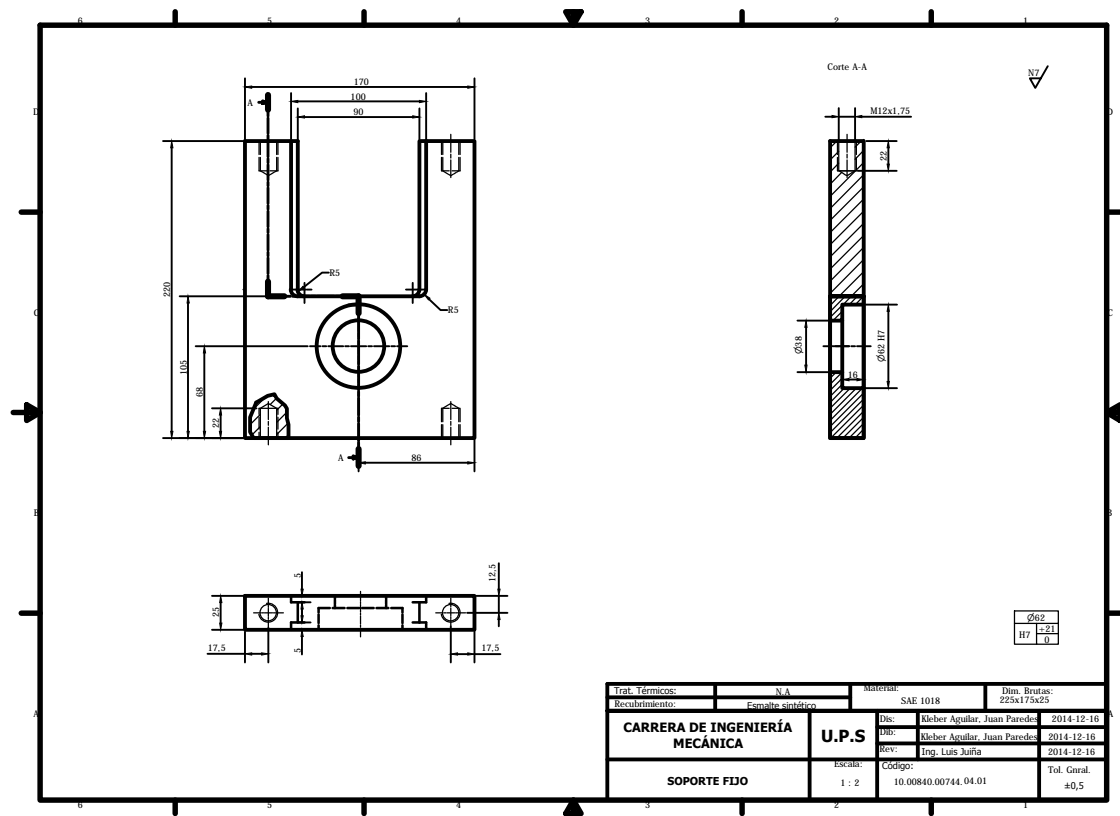


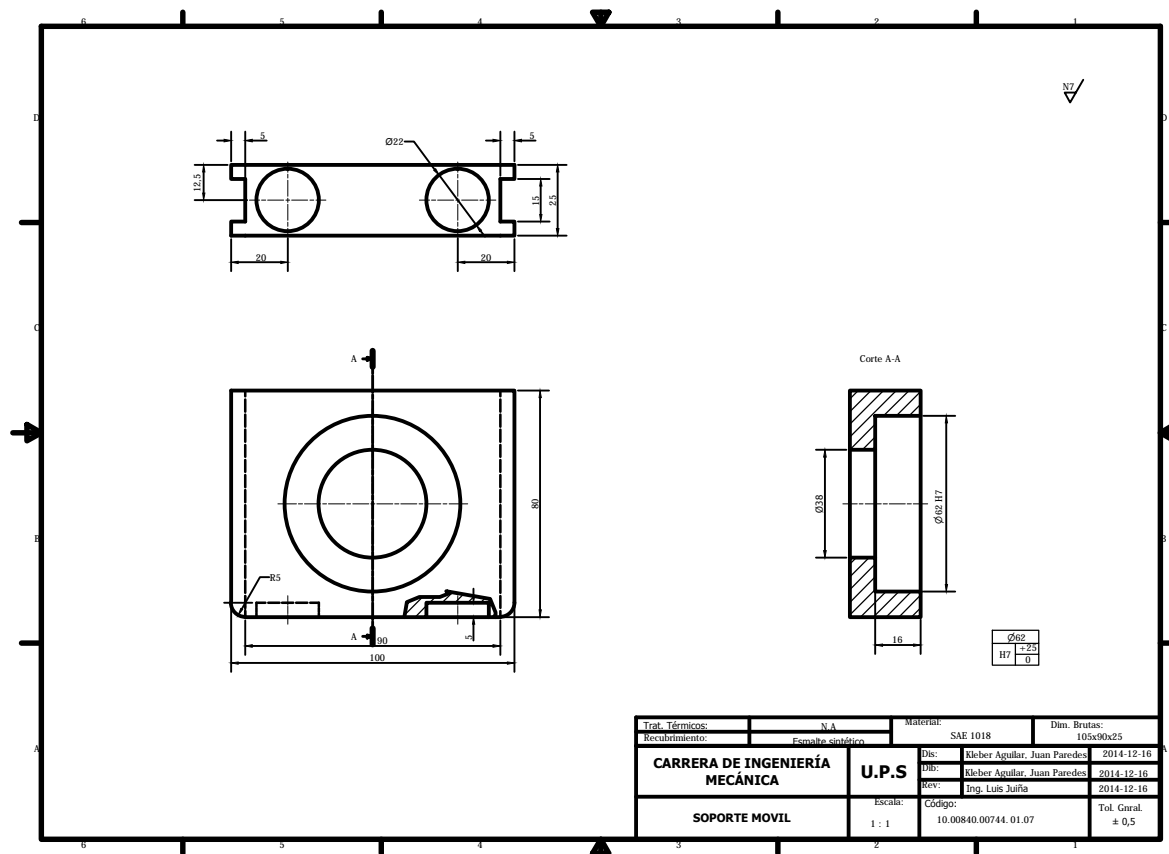


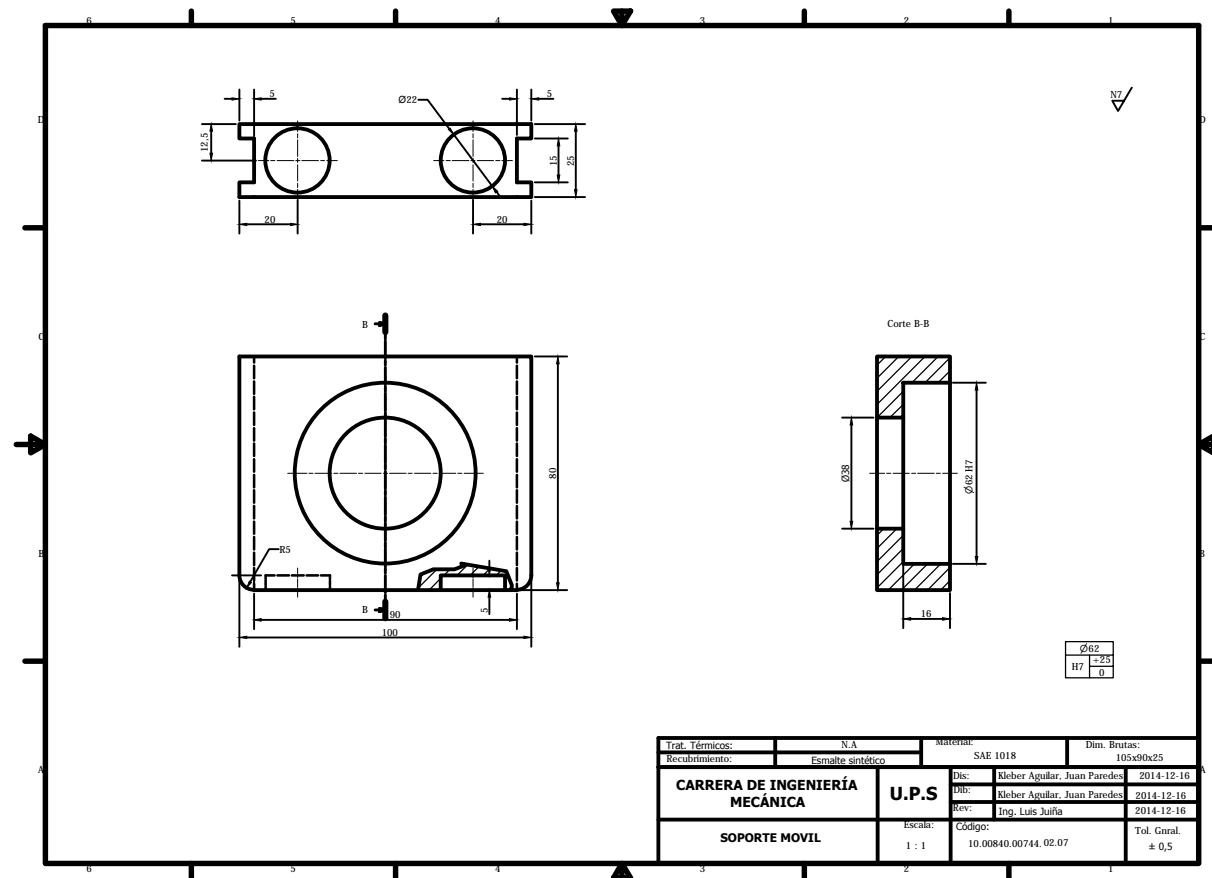


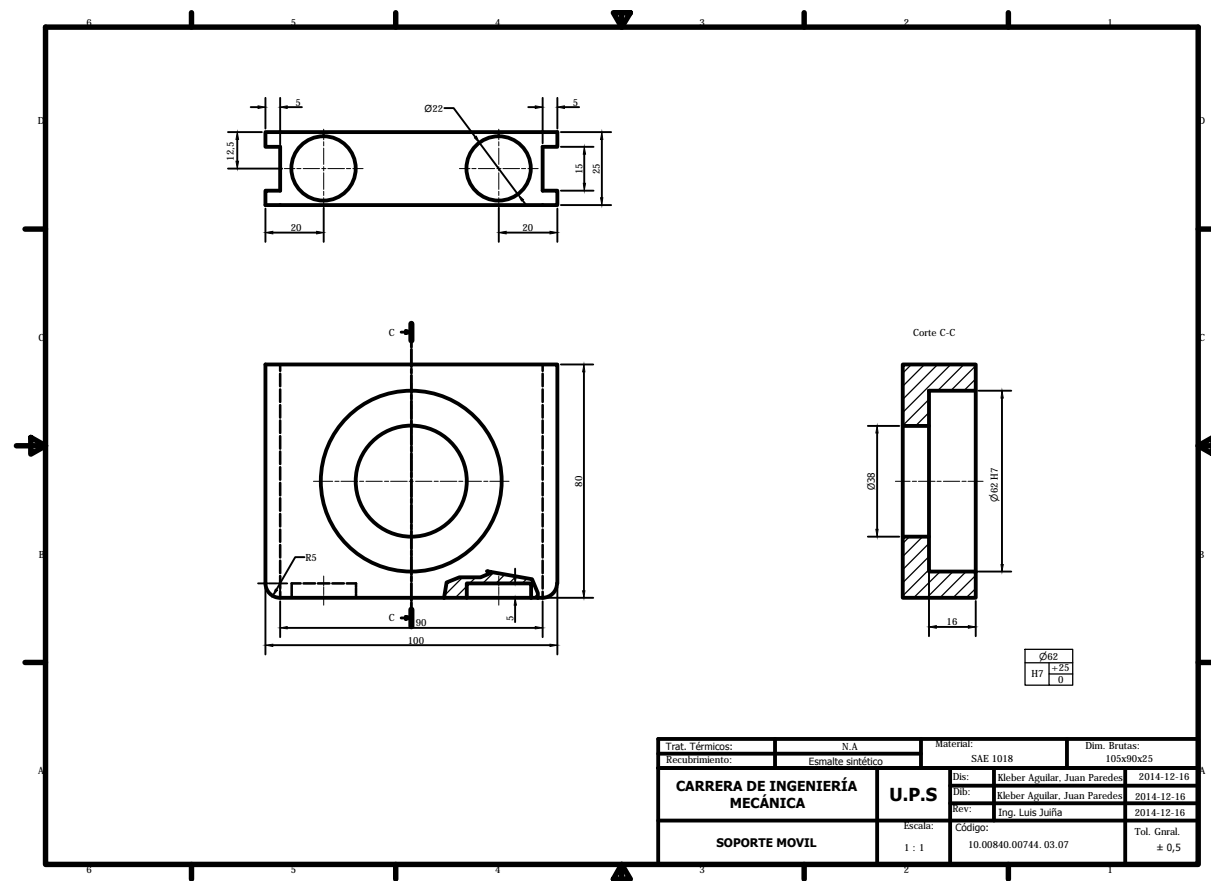


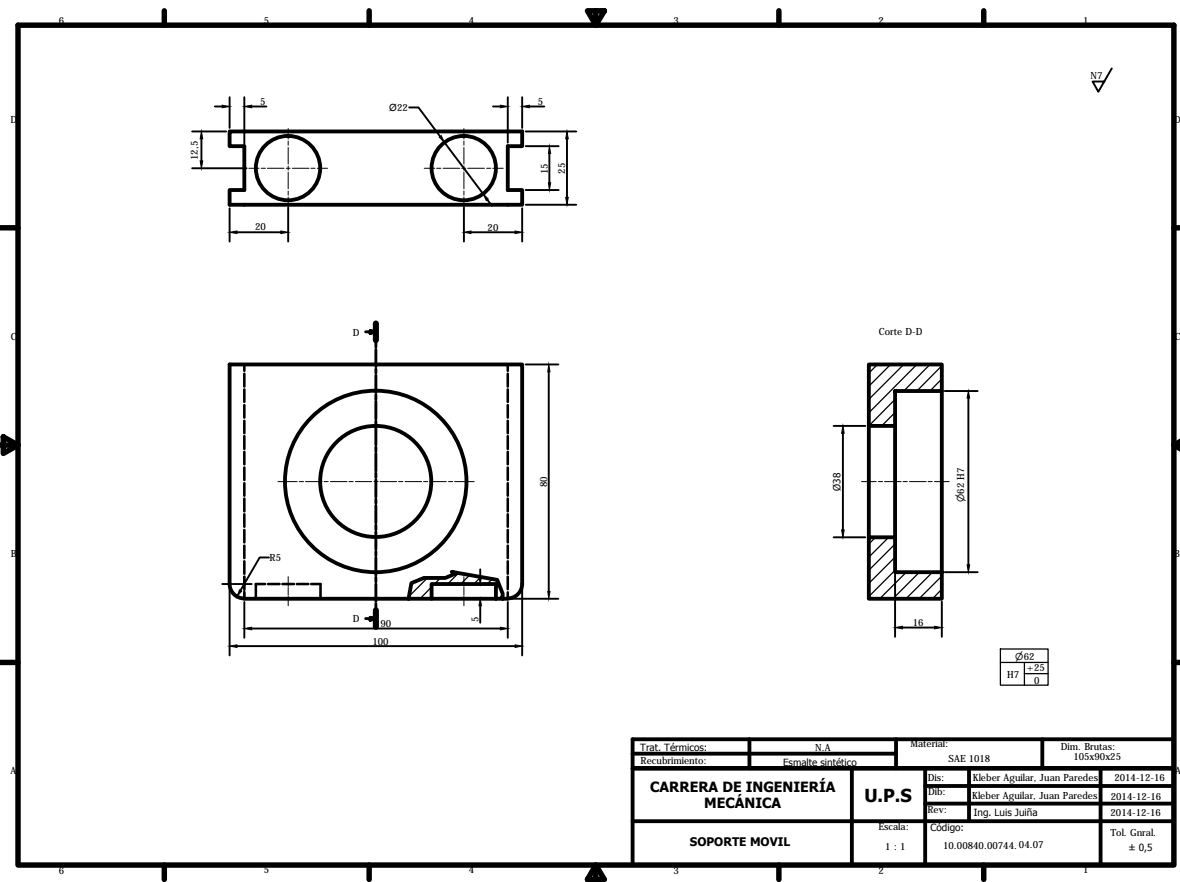


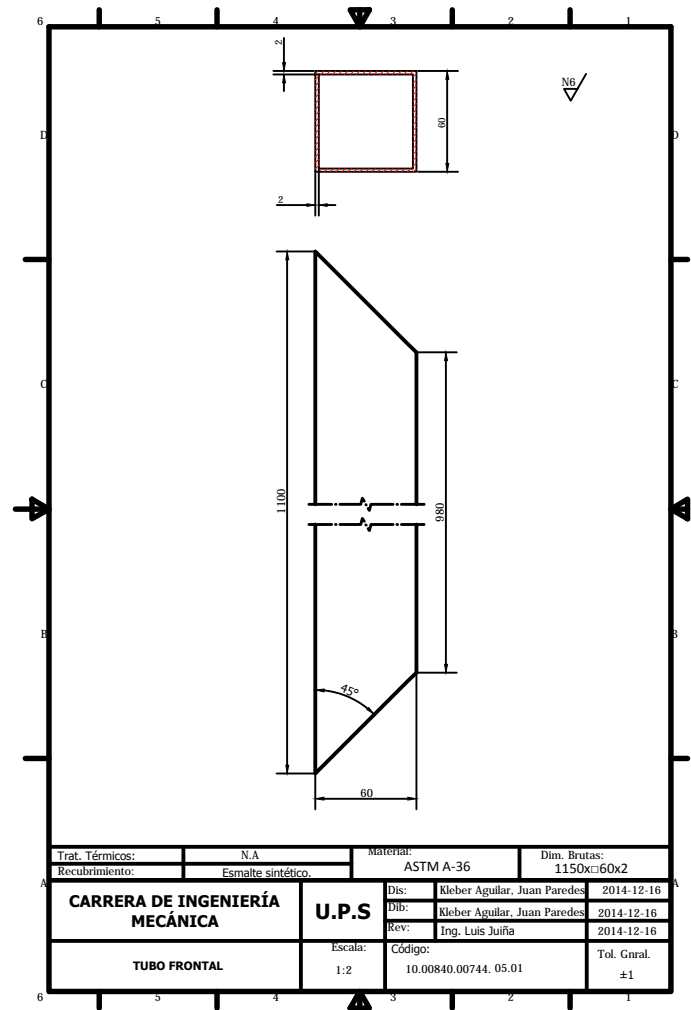


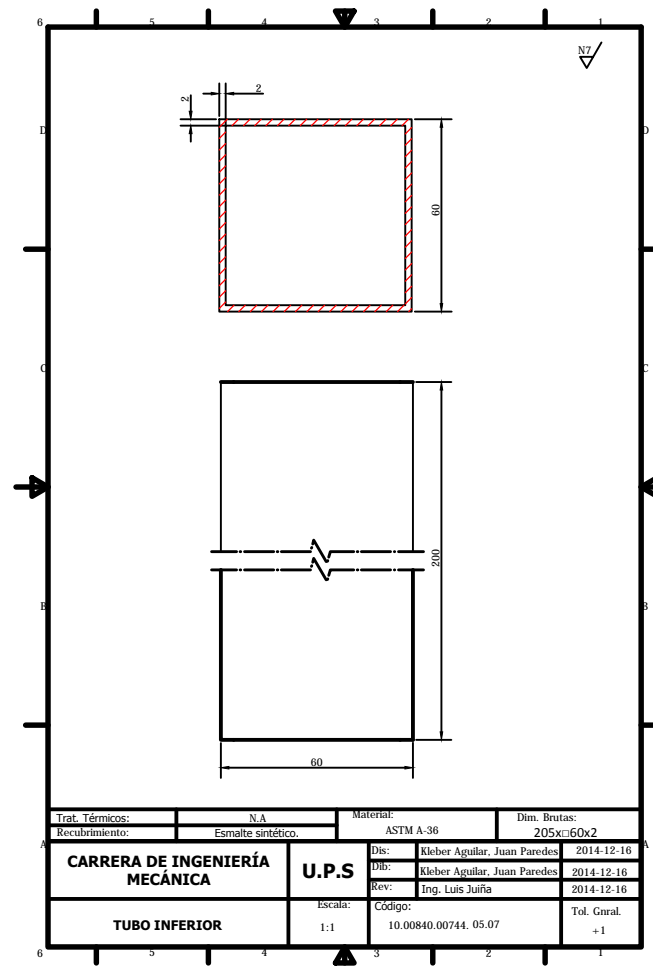


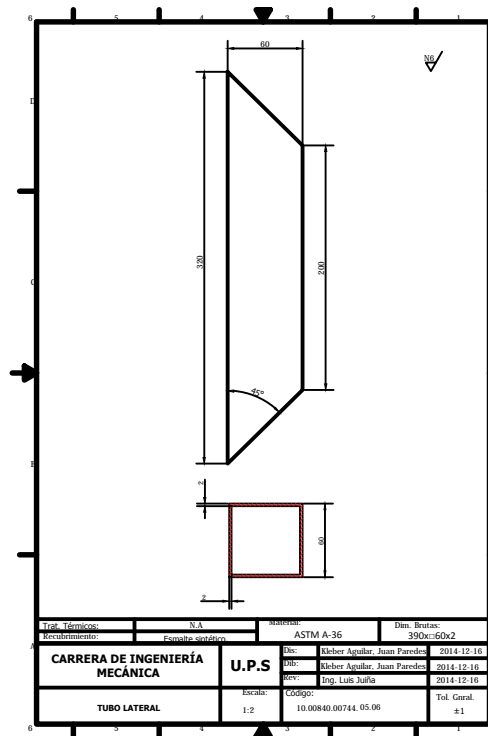




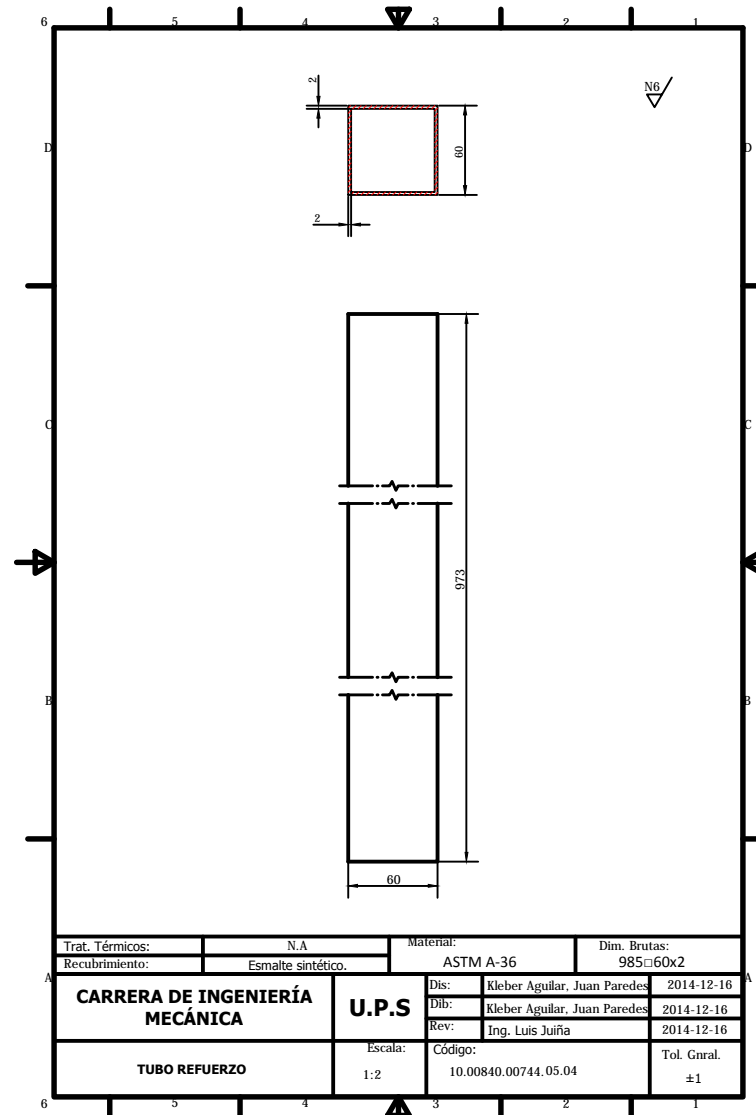


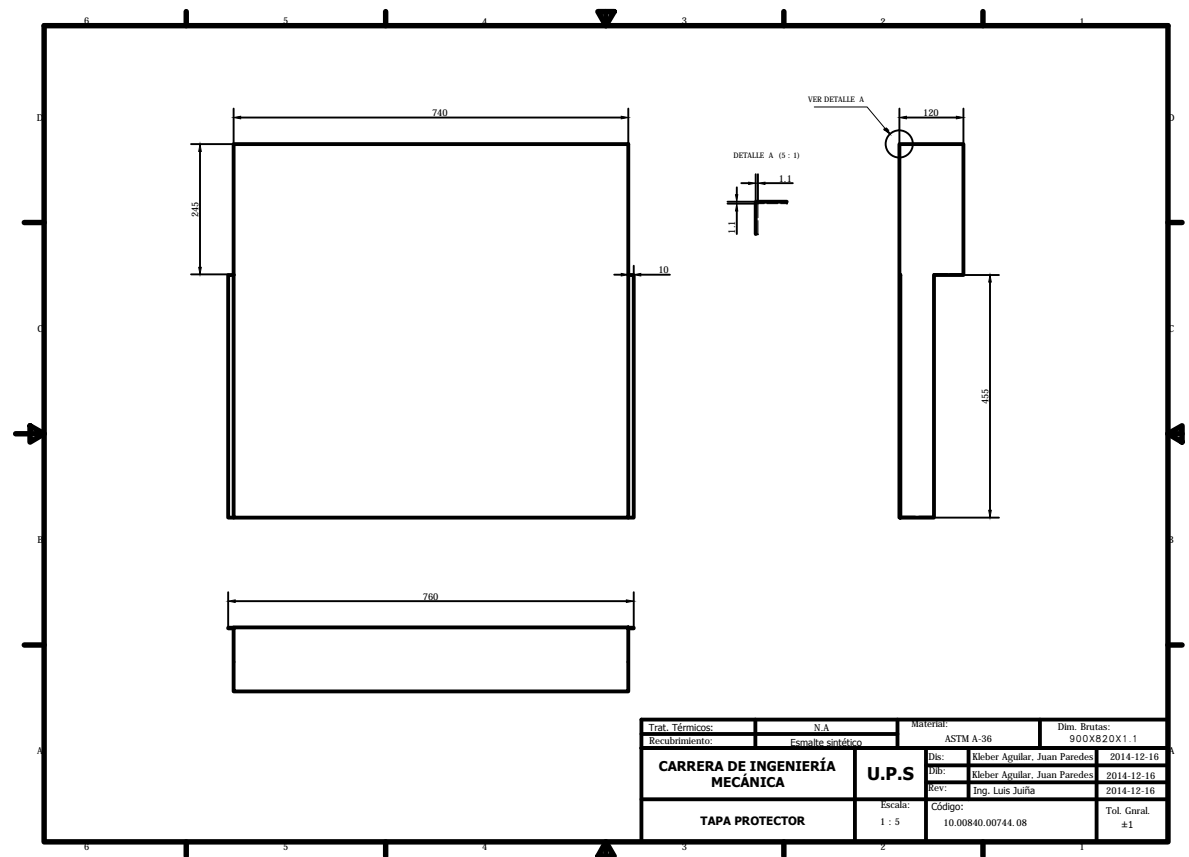






Tít. Técnico:	N.A.	Material:	ASTM A-36	Dim. Brutas:	390x56x2
Cobertura:	Esquema estándar				
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA	U.P.S	Dis:	Diego Aguilar, Juan Paredes	2014-12-16	
		Dir:	Diego Aguilar, Juan Paredes	2014-12-16	
		Rev:	Ing. Luis Julia	2014-12-16	
TUBO LATERAL	1:2	Loggo:	10.00840.00744.05.06	Tol. Genal.	
				±1	





Trat. Térmicos:	N.A.	Material:	ASTM A-36	Dim. Brutas:	900X820X1.1
Recubrimiento:	Fosfato sintético				
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA		Dis:	Kleber Aguilar, Juan Paredes	2014-12-16	
		Dir:	Kleber Aguilar, Juan Paredes	2014-12-16	
		Rev:	Ing. Luis Juñga	2014-12-16	
TAPA PROTECTOR		Escala:	1 : 5	Código:	10.00840.00744.08
				Tol. Genl.	±1